

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт

Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ Е.А. Бойко
подпись инициалы, фамилия

« _____ » _____ 2018г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
код – наименование направления

Проект модернизации котельной ЗАТО «Солнечный» г. Ужур
тема

Руководитель	доцент, к.т.н. должность, ученая степень	_____	С.Р. Янов инициалы, фамилия
Выпускник		_____	А.А. Филиппюк инициалы, фамилия
Тех. контроль	профессор, д.т.н. должность, ученая степень	_____	С.А. Михайленко инициалы, фамилия
Нормоконтроль	доцент, к.т.н. должность, ученая степень	_____	П.В. Шишмарев инициалы, фамилия

Красноярск 2018

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

<hr/>	<hr/>
Подпись	Е.А. Бойко инициалы, фамилия

« » 2018г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
по форме бакалаврской работы

Студенту _____ Филиппюк Алексею Александровичу _____
фамилия, имя, отчество

Группы ФЭ14–01Б Направление (специальность) 13.03.01
номер группы код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы «Проект модернизации котельной ЗАТО «Солнечный» г. Ужур»

Утверждена приказом по университету № 3943/с от 19 марта 2018 г

Руководитель ВКР Янов С.Р. ,доцент, канд.техн. наук,кафедра ТЭС ПИ СФУ
инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР Проектная документация котлов КВГМ-30 и ДКВР-20; Объект – отопительная котельная; район размещения – ЗАТО «Солнечный» г. Ужур; топливо – мазут малосернистый марки М-100;

Перечень разделов ВКР Анализ рынка горелочных устройств, тепловой расчет котла КВГМ-30, аэродинамический расчет котла КВГМ-30, тепловой расчет котла ДКВР-20, аэродинамический расчет котла ДКВР-20, экономический расчет, вопросы окружающей среды.

Перечень графического материала _____

Лист 1.Продольный разрез котла КВГМ-30

Лист 2.Продольный разрез котла ДКВР-20

Лист 3.Горелки (реконструируемые) на котел КВГМ-30

Лист 4.Горелки (реконструируемые) на котел ДКВР-20

Лист 5.Экономическая часть

Руководитель ВКР

подпись

С.Р. Янов

инициалы и фамилия

Задания принял к
исполнению

подпись

А.А. Филиппюк

инициалы и фамилия

« _____ » _____ 2018 г.

РЕФЕРАТ

Бакалаврская работа по теме «Проект модернизации котельной ЗАТО "Солнечный" г. Ужур» выполнена на листах 5 графической части и 59 страницах расчётно-пояснительной записки.

КОТЕЛЬНАЯ, ДКВР-20, КВГМ-30, ГАЗОМАЗУТНЫЕ ГОРЕЛКИ, РЕКОНСТРУКЦИЯ, АЭРОДИНАМИКА, КОТЕЛЬНЫЙ АГРЕГАТ.

Цели модернизации:

1. Повышение эффективности котлоагрегатов;
2. Снижение расхода топлива и выброса вредных веществ;
3. Снижение затрат на покупку топлива и электроэнергии.

В данной бакалаврской работе представлен проект модернизации котельной ЗАТО "Солнечный" в г. Ужур. Бакалаврская работа состоит из пяти разделов. Первый раздел содержит описание основного оборудования. Второй раздел проекта содержит тепловой и аэродинамический расчет котла КВГМ-30. Третий раздел проекта содержит тепловой и аэродинамический расчет котла ДКВР-20. В четвертом разделе произведен расчет выбросов вредных веществ в атмосферу. Пятый раздел включает в себя экономическую часть, где определен срок окупаемости проекта.

СОДЕРЖАНИЕ

СОДЕРЖАНИЕ	5
ВВЕДЕНИЕ	7
1 Описание оборудования	8
1.1 Технические характеристики котла ДКВР-20.....	8
1.2 Описание конструкции котла ДКВР-20.....	8
1.3 Технические характеристики котла КВГМ-30.....	10
1.4 Описание конструкции котла КВГМ-30.....	10
1.5 Анализ рынка горелочных устройств	12
1.6 Горелка ГМГ-5,0	12
1.7 Горелка РГМГ-30	14
1.8 Горелки ГМВТ2(ГМВАТ2).....	16
2 Расчетная часть.....	21
2.1 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным газоходам.....	21
2.2 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания	21
2.2.1 Объёмы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_m = 1$	21
2.2.2 Действительные объёмы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы.....	23
2.2.3 Энтальпии продуктов сгорания по газоходам	24
2.2.4 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата.....	25
2.3 Аэродинамический расчёт котла КВГМ-30	28
2.3.1 Аэродинамический расчёт воздушного тракта котла КВГМ-30.....	28
2.3.2 Аэродинамический расчет газового тракта котла КВГМ-30.....	31
2.4 Тепловой расчет котла ДКВР-20	37
2.4.1 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным газоходам	37
2.4.2 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания	37
2.4.3 Объёмы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_m = 1$	38
2.4.5 Действительные объёмы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы.....	39
2.4.6 Энтальпии продуктов сгорания по газоходам	41
2.4.7 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата.....	42
2.5 Аэродинамический расчет котла ДКВР-20	45

2.5.1	Аэродинамический расчет воздушного тракта котла ДКВР-20.....	45
2.5.2	Аэродинамический расчет газового тракта котла ДКВР-20	48
3	Охрана окружающей среды	54
3.1	Расчет дымовой трубы.....	56
4	Экономическая часть	59
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	62
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	63

ВВЕДЕНИЕ

Промышленные предприятия и жилищно-коммунальный сектор потребляют огромное количество теплоты на технические нужды, вентиляцию, отопление и горячее водоснабжение. Тепловая энергия в виде пара и горячей воды вырабатывается теплоцентралями, производственными и районными отопительными котельными.

Пути и перспективы развития энергетики определяется энергетической программой, одной из первоочередных задач которой является коренное совершенствование энергохозяйств на базе экономии ресурсов, экономия топлива и энергии на собственные нужды. Производственные и отопительные котельные должны обеспечивать бесперебойное и качественное теплоснабжение предприятий и потребителей жилищно-коммунального сектора. Повышение надёжности и экономичности теплоснабжения в значительной мере зависит от качества работы котлоагрегатов и рационально запроектированной тепловой схемы котельной.

В связи с тем, что сейчас происходит рост цен на мазутное топливо, а перевод котлоагрегатов на твердое топливо слишком дорогостоящий, то необходимо просчитать оптимальные методы повышения эффективности котлоагрегатов, и снижение выбросов вредных веществ в атмосферу, путем замены устаревших горелочных устройств на современные горелочные устройства со сниженными выбросами и меньшим расходом топлива.

В бакалаврской работе требуется реконструировать котлы в котельной ЗАТО "Солнечный" путем замены горелочных устройств на более современные.

Для достижения этой цели необходимо проанализировать рынок горелочных устройств, сделать тепловой расчет котлов, сделать аэродинамический расчет и на основании расчетов определить экономию топлива с новыми горелочными устройствами.

Солнечный – посёлок в Красноярском крае, с точки зрения административно-территориального устройства имеет статус закрытого административно-территориального образования, с точки зрения муниципального устройства образует муниципальное образование ЗАТО посёлок Солнечный со статусом городского округа.

Географическое положение: Юго-западная часть Красноярского края. Посёлок находится на территории Ужурского района, имеет общую северную границу с городом Ужуром. Площадь территории: 384 га. Образован в 1965 году, как военный городок ракетчиков. На территории находится войсковая часть 32441 (Краснознамённая 62-я дивизия РВСН). С 14 июля 1992 года посёлок приобрёл статус закрытого административно-территориального образования (ЗАТО). 26 мая 2005 года посёлок наделён статусом городского округа.

1 Описание оборудования

1.1 Технические характеристики котла ДКВР-20

Таблица 1–Технические характеристики котла ДКВР-20 ГМ

Наименование показателя	Значение
Тип котла	Паровой
Вид расчетного топлива	Мазут
Паропроизводительность, т/ч	20
Поверхность нагрева экранов, м ²	59,7
Поверхность нагрева пучка, м ²	301
Рабочее давление теплоносителя на выходе, МПа (кг/см ²)	1,3(13,0)
Температура пара на выходе, °С	перегр. 250
Температура питательной воды, °С	100
Расчетный КПД, %	91
Расход расчетного топлива, кг/ч	1485
Внутренний диаметр барабанов, мм	1000
Габариты, LxВxН, мм	11500x5970x7660

1.2 Описание конструкции котла ДКВР-20

Паровой котел ДКВр-20-13-250 ГМ двухбарабанный, вертикально-водотрубный предназначены для, выработки насыщенного или слабоперегретого пара, идущего на технологические нужды промышленного предприятия, в системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Котел ДКВр-20-13-250 ГМ имеет экранированную топочную камеру и развитый кипяtilьный пучок из гнутых труб. Для устранения затягивания пламени в пучок и уменьшения потерь с уносом и химическим недожогом топочная камера котла ДКВр-2,5; ДКВр-4; ДКВр-6,5 делится шамотной перегородкой на две части: собственную топку и камеру догорания. На котлах ДКВр 10 камера догорания отделена от топки трубами заднего экрана. Между первым и вторым рядом труб котельного пучка всех котлов также устанавливается шамотная перегородка, отделяющая пучок от камеры догорания. Внутри котельного пучка имеется чугунная перегородка, которая делит пучок на первый и второй газоходы и обеспечивает горизонтальный разворот газов в пучке при поперечном омывании труб.

При наличии пароперегревателя часть кипяtilьных труб не устанавливается; пароперегреватели размещаются в первом газоходе после второго-третьего рядов кипяtilьных труб. Котлы имеют два барабана - верхний (длинный) и нижний (короткий) - и трубную систему. Для осмотра

барабанов и установки в них устройств, а также для чистки труб шарошками на днищах имеются овальные лазы размером 325х400 мм.

Барабаны котла ДКВр-20-13-250 ГМ, рабочим давлением 1,4 или 2,4 МПа, изготавливаются из стали 16ГС, 09Г2С, стенка толщиной 13 или 20 мм соответственно. Контроль качества продукции, обеспечивается за счёт проведения ультразвуковой диагностики сварных швов барабана. На котел ДКВр-20 13 250 ГМ выписывается паспорт, присваивается номер котла. В паспорт котла заносится вся первичная документация на комплектующие (барабаны, трубная система, камерой экранов, трубная арматура), сертификаты и разрешения на применение, выданное "Федеральной службой по экологическому, технологическому и атомному надзору" с приложением актов УЗД.

Экранные и кипяtilьные пучки котла ДКВр-20 13 370 ГМ изготавливаются из стальных бесшовных труб $\varnothing 51$ мм стенка 4 мм. Для удаления шламов в котлах имеются торцевые лючки на нижних камерах экранов, для периодической продувки камер имеются штуцера $\varnothing 32 \times 3$ мм.

Пароперегреватели котлов ДКВр, расположенные в первом по ходу газов газоходе, унифицированы по профилю для котлов одинаковых давлений и отличаются для котлов разной производительности лишь числом параллельных змеевиков.

Пароперегреватели - одноходовые по пару - обеспечивают получение перегретого пара без применения пароохладителей. Камера перегретого пара крепится к верхнему барабану; одна опора этой камеры делается неподвижной, а другая - подвижной.

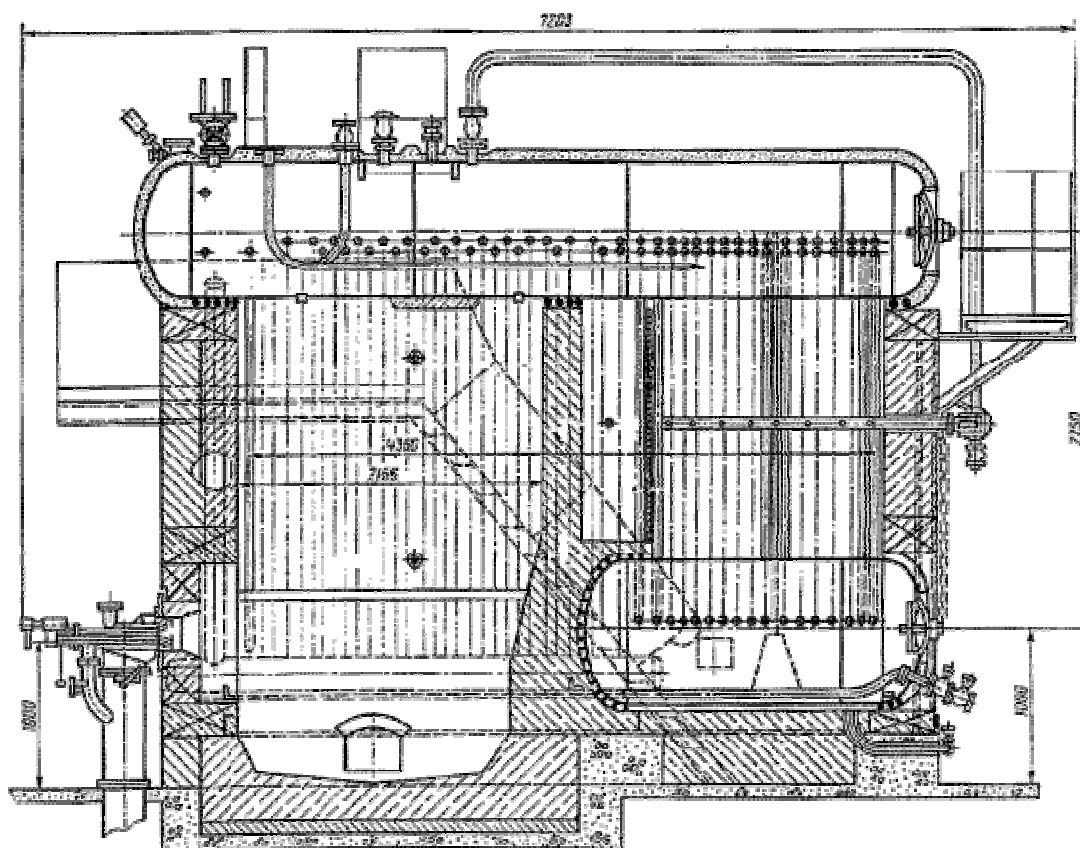


Рисунок 1 – Общий вид котла ДКВР-20

1.3 Технические характеристики котла КВГМ-30

Таблица 2–Технические характеристики котла КВГМ-30

Наименование величины	Единица измерения	Значение
Номинальная теплопроизводительность	Гкал/час	30
Расход воды через котел	т/час	370
Расход топлива:		
мазут	кг/час	3490
Температура уходящих газов		
мазут	°С	250
КПД при номинальной нагрузке		
на мазуте	%	87,7
Гидравлическое сопротивление котла	кгс/м ²	19000
Давление воды расчетное	кгс/см ²	25
Аэродинамическое сопротивление	Па	750
Коэффициент избытка воздуха, не более		1,2

1.4 Описание конструкции котла КВГМ-30

Котел КВ-ГМ-30-150 предназначен для установки в отопительных и промышленно-отопительных котельных в качестве основного источника теплоснабжения.

Котлы КВ-ГМ-30-150, выполненные по П-образной схеме, эксплуатируются, и выпуск их продолжается на Дорогобужском котельном заводе. Котел КВ-ГМ-30-150 поставляется заводом только для работы в основном отопительном режиме (вход воды осуществляется в нижний коллектор заднего топочного экрана, выход воды - из нижнего коллектора фронтального экрана).

Топочная камера имеет горизонтальную компоновку. Конфигурация камеры в поперечном разрезе повторяет профиль железнодорожного габарита. Конвективная поверхность нагрева расположена в вертикальной шахте с подъемным движением газов.

Котел КВ-ГМ-30-150 предназначен для сжигания газа и мазута. На фронтальной стенке котла установлена одна газомазутная горелка с ротационной форсункой. Для удаления наружных отложений с конвективных поверхностей котел снабжен дробеочисткой.

Схема циркуляции: последовательное движение воды по поверхностям нагрева, вход - в нижний коллектор заднего топочного экрана, выход - из нижнего коллектора фронтального экрана.

Обмуровка надтрубная, несущего каркаса нет. Топочный и конвективный блоки имеют опоры, приваренные к нижним коллекторам котлоагрегата. Опоры на стыке топочного и конвективного блоков неподвижные.

Габаритные размеры котла: длина – 11800 мм, ширина – 3200 мм, высота – 7300 мм.

Топочная камера полностью экранирована трубами диаметром 60×3 мм с шагом 64 мм. Экранные трубы привариваются непосредственно к камерам диаметром 219×10 мм. В задней части топочной камеры имеется промежуточная экранированная стенка, образующая камеру догорания. Экраны промежуточной стенки выполнены также из труб диаметром 60×3 мм, но установлены в два ряда с шагом $S_1 = 128$ мм и $S_2 = 182$ мм.

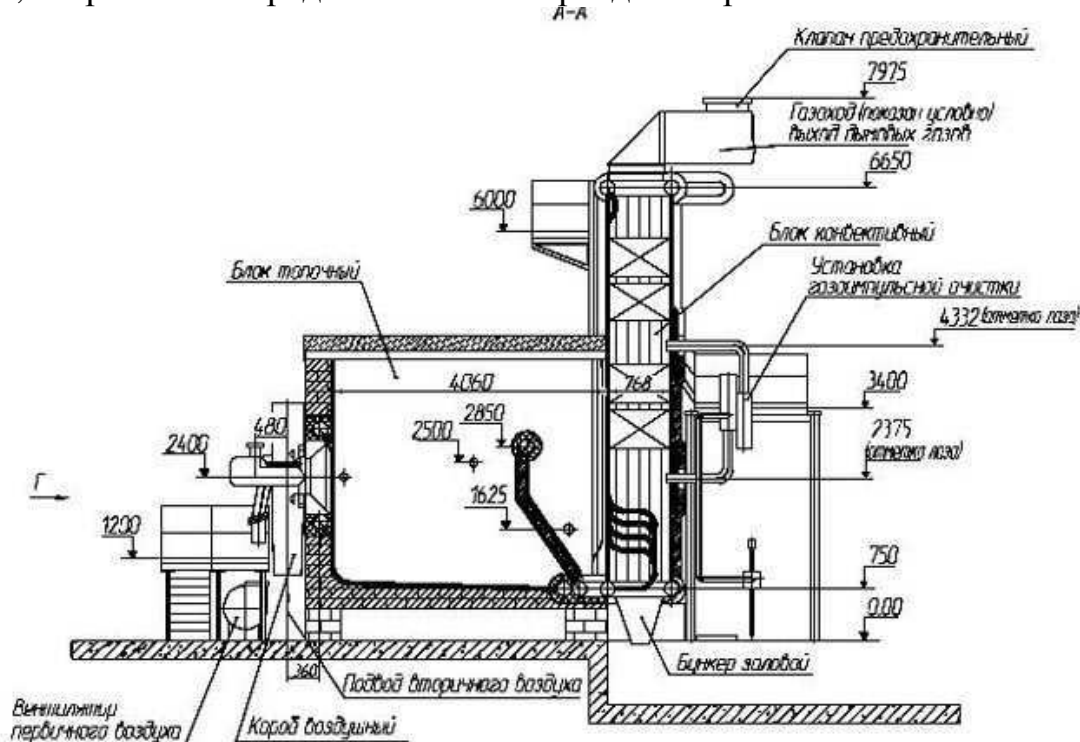
Конвективная поверхность нагрева расположена в вертикальной шахте с полностью экранированными стенками. Задняя и передняя стены выполнены из труб диаметром 60×3 мм с шагом 64 мм.

Боковые стены экранированы вертикальными трубами диаметром 83×3,5 мм с шагом 128 мм. Эти трубы служат также стояками для труб конвективных пакетов, которые набираются из U-образных ширм из труб диаметром 28×3 мм.

Ширмы расставлены таким образом, что трубы образуют шахматный пучок с шагом $S_1 = 64$ мм и $S_2 = 40$ мм.

Передняя стена шахты, являющаяся одновременно задней стеной топки, выполнена цельносварной. В нижней части стены трубы разведены в четырехрядный фестон с шагом $S_1 = 256$ мм и $S_2 = 180$ мм.

Трубы, образующие переднюю, боковые и заднюю стены конвективной шахты, вварены непосредственно в камеры диаметром 219×10 мм.



1.5 Анализ рынка горелочных устройств

1.6 Горелка ГМГ-5,0

Горелки ГМГ-5,0 выпускаются правого и левого направления вращения воздуха. Правым считается направление вращения воздуха по часовой стрелке, если смотреть на горелку с фронта котла, левым – против движения часовой стрелки.

Основными элементами горелки ГМГ-5,0 являются: паромеханическая форсунка, газоздушная часть, лопаточный завихритель первичного воздуха, лопаточный завихритель вторичного воздуха, фланец.

Паромеханическая быстросъёмная форсунка служит для распыливания жидкого топлива в горелке и состоит из топливного ствола, паровой трубы, топливного завихрителя, парового завихрителя, распределительной шайбы, накидной гайки, корпуса, фланца, скобы и винта.

Топливный ствол и паровая труба закреплены на корпусе, при этом топливный ствол располагается концентрично внутри паровой трубы.

Жидкое топливо по топливному штуцеру и пар по паровому штуцеру, подаются в топливный и паровой каналы фланца и дальше в одноименные каналы в корпусе. Из корпуса жидкое топливо попадает в топливный ствол, а пар в кольцевой канал между наружной поверхностью топливного ствола и внутренней поверхностью паровой трубы.

В распыливающей головке, которую образуют топливный завихритель, паровой завихритель, распределительная шайба и накидная гайка, жидкое топливо через отверстия распределительной шайбы поступает в кольцевой канал топливного завихрителя и далее, по тангенциальным каналам, попадает в камеру завихрения, приобретая поступательно-вращательное движение. Выходя из сопла топливного завихрителя в виде плёнки, жидкое топливо распадается на мелкие капли, образуя конус распыла.

Паровой завихритель имеет тангенциальные каналы для закручивания парового потока, камеру завихрения и выходное отверстие. Пар, выходя закрученным потоком рядом с соплом топливного завихрителя, участвует в процессе распыливания топлива. Направление закрутки топлива и пара предусмотрено в одну сторону. Направление закрутки топлива и пара противоположно закрутке воздуха.

Рабочей поверхностью распределительной шайбы является поверхность, к которой примыкает топливный завихритель. Необходимая плотность между распыливающими деталями достигается за счёт высокой чистоты прилегающих поверхностей.

Для сохранения характеристик форсунки в течение срока эксплуатации и уменьшения износа, топливный завихритель, паровой завихритель и распределительная шайба изготавливаются из стали ХВГ с последующей термообработкой. Проточные и уплотняющие поверхности имеют высокую чистоту обработки.

Регулировать глубину вхождения распыливающей головки форсунки относительно воздушного завихрителя и ориентировать форсунку (менять угол) относительно оси горелки или топки при проведении пусконаладочных работ позволяет крепление фланца.

Двухзонное воздухом направляющее устройство с зонами первичного и вторичного воздуха и газораспределительная часть входят в состав газозадушнoй части.

Зона первичного воздуха служит для подвода части воздуха (в виде закрученного потока) к корню факела и состоит из подводящей части и лопаточного завихрителя тангенциально-аксиального типа с прямыми лопатками, установленными под углом 60°.

Зона вторичного (основного) воздуха представляет собой колено трубопровода с углом 90°, в концевой части которого находится лопаточный завихритель вторичного воздуха с прямыми лопатками, установленными под углом 45°.

Газораспределительная часть расположена между первичной и вторичной воздушными зонами и состоит из газовых насадок: насадка-шайба, подающая газ в осевом направлении к первичному воздуху и насадка-кольцо, подающая газ в радиальном направлении к вторичному воздуху.

У горелки ГМГ-5,0 закрутка первичного и вторичного воздуха в одну сторону.

Фланец (монтажная плита) служит для крепления горелки на котле. На фланце также имеется стакан, предназначенный для установки запально-защитного устройства, гляделки и фотодатчика.

Для котла ДКВР-20ГМ устанавливается 3 шт.

Таблица 3–Технические характеристики горелки ГМГ-5,0

Наименование показателя	Значение
Габариты,мм	1260х600х630
Номинальная тепловая мощность, МВт(Гкал/ч)	5,82(5)
Коэффициент рабочего регулирования по теплоте	5
Номинальное давление мазута перед форсункой, МПа	2
Номинальный расход мазута	516
Содержание окиси углерода(CO), %	0,05
Содержание оксидов азота (NOx),%	400
Масса,кг	138
Стоимость(за 1 шт.), тыс.руб.	91

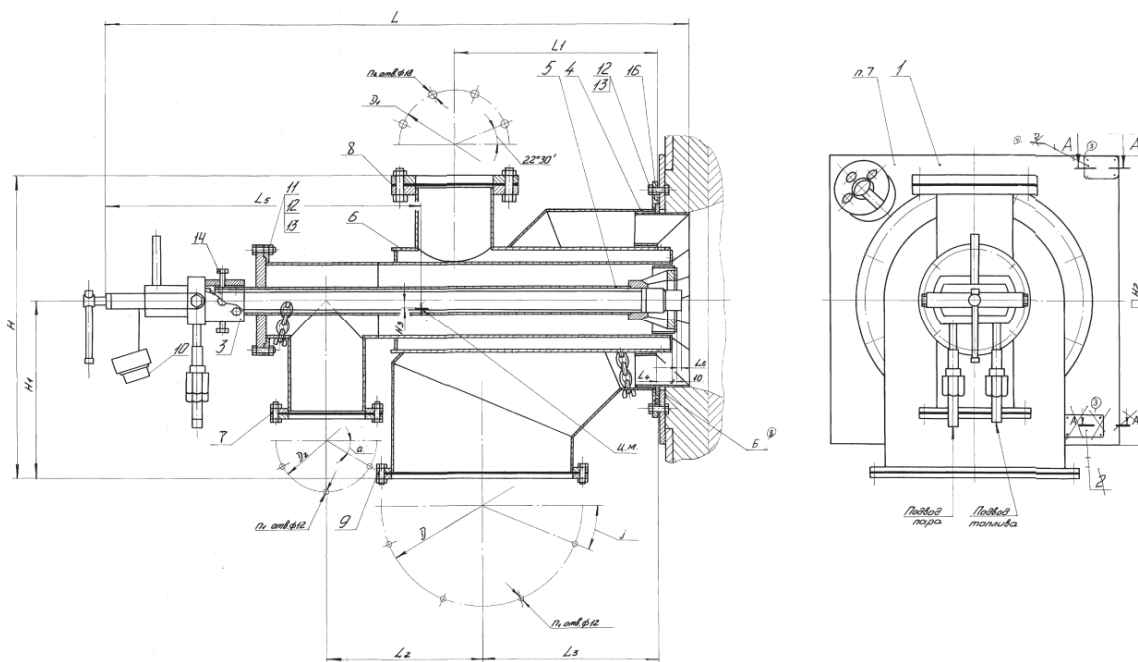


Рисунок 3 – Горелка ГМГ-5,0

1.7 Горелка РГМГ-30

Горелка РГМГ-30 предназначена для применения на котлах КВ-ГМ-35-150. Основными узлами этих горелок являются: ротационная форсунка с коробом и патрубком первичного воздуха, газовая часть, воздухонаправляющее устройство вторичного воздуха и кольцо-рама.

Ротационная форсунка, осуществляющая распыливание жидкого топлива, состоит из следующих основных элементов: распыливающего и топливоподводящего устройств, корпуса, ходовой части и привода.

Распыливающее устройство представляет собой распыливающий стакан, имеющий форму усеченного конуса, закрепленный на валу форсунки шпонкой и фиксируемый питателем.

Топливо гибким шлангом подается по неподвижной консольной трубе, расположенной внутри полого вала форсунки, откуда попадает в кольцевую полость питателя и далее по его топливным каналам вытекает на внутреннюю поверхность распыливающего стакана.

Первичный воздух, принимающий участие в распыливании топлива и образовании формы факела, подается от автономного вентилятора первичного воздуха, проходит через патрубок с шибером в короб первичного воздуха, откуда через специальные окна в кожухе форсунки подается к завихрителю первичного воздуха осевого типа, с профильными лопатками, установленными под углом 30° к оси горелки. Часть первичного воздуха проходит через воздушные каналы питателя внутрь стакана. Питатель также имеет каналы для отвода воздуха из уплотнений переднего подшипника.

Привод вала форсунки осуществляется от электродвигателя через клиноременную передачу. Вал (форсунки имеет два подшипниковых узла, состоящих из двух подшипников качения, масло- и грязеотбойных колец и крышки с лабиринтовыми уплотнениями.

Газовая часть горелок РГМГ-30 также периферийного типа, состоит из кольцевого коллектора с однорядно однокалиберной системой газовыдающих отверстий и двух газоподводящих труб. Внутри коллектора установлена кольцевая диафрагма для обеспечения равномерного распределения газа по отверстиям. Воздухонаправляющее устройство вторичного воздуха состоит из короба вторичного воздуха, завихрителя вторичного воздуха и переднего кольца. Короб вторичного воздуха—обычного типа (не улиточный).

Завихритель вторичного воздуха — осевого типа, с прямыми лопатками, установленными под углом 40° к оси горелки РГМГ-30.

Кольцо-рама является основной несущей частью горелки, к ней крепятся газовый коллектор горелки, короб первичного воздуха, патрубок с шибером. В центре кольца-рамы установлена крышка инспекционного отверстия, в центральное отверстие которой введена форсунка. При работе на газе ротационная форсунка выводится из горелки вместе с коробом первичного воздуха. Отверстие крышки закрывается заглушкой.

Таблица 4–Технические характеристики горелки РГМГ-30

Наименование	Значение
Тепловая мощность горелки, МВт	38,9
Расход мазута, кг/ч	3540
Вязкость мазута, мм ² /с	50
Давление мазута перед форсункой, кПа	197
Аэродинамическое сопротивление горелки по первичному воздуху, кПа	8,83
Аэродинамическое сопротивление горелки по вторичному воздуху, кПа	2
Температура воздуха, °С	10-50
Коэффициент рабочего регулирования	5
Масса, кг	788
Габариты, мм	1446x553x1826
Стоимость, тыс.руб.	1000

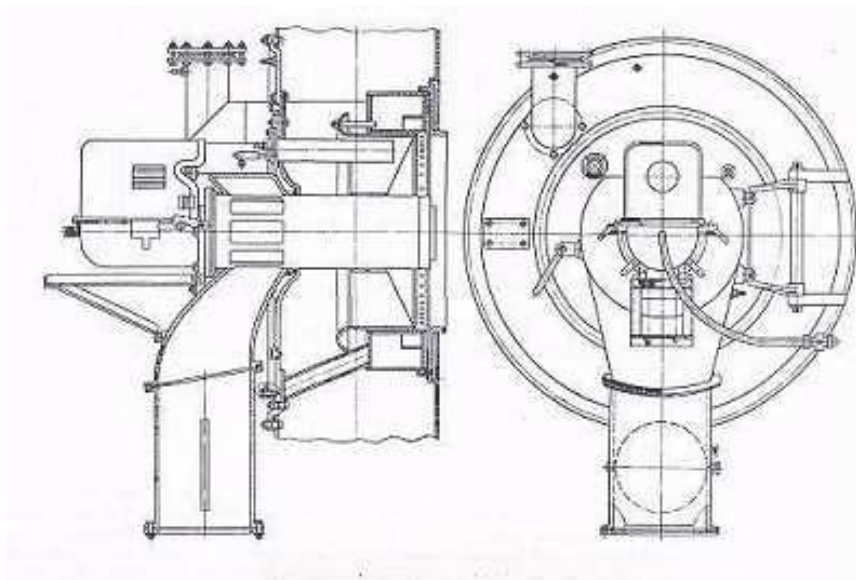


Рисунок 4 – Горелка РГМГ-30

1.8 Горелки ГМВТ2(ГМВАТ2)

Вихревые газомазутные горелки, с индивидуальным подводом воздуха, предназначены для раздельного сжигания природного газа и мазута. Допускается кратковременное совместное сжигание газа и мазута во время перехода с одного вида топлива на другой.

Горелки устанавливаются на топках стационарных водогрейных и паровых котлов. Размещение горелок на топке котла должно обеспечивать полное выгорание топлива и равномерное заполнение сечения топки факелом.

Конструктивно вихревая газомазутная горелка типа ГМВТ2(ГМВАТ2) является низкотоксичной. Двухпоточная по воздуху с совмещённой подачей природного газа (центральная и рассредоточенная раздачи) состоит из воздушного короба и встроенных в него газовых коллекторов. Воздушный короб делится перегородкой на два кольцевых канала: центральный и периферийный. Центральный и периферийный каналы выполнены вихревыми с тангенциальными завихрителями (Горелки ГМВАТ2-5 и ГМВАТ2-7,5 имеют центральные каналы с аксиальными завихрителями правой либо левой крутки).. Тангенциальные завихрители горелок имеют возможность регулировки направления крутки, а также угла завихривания, что позволяет менять геометрию факела и как следствие более точно подстраивать под топку различных котлов. На входе в центральный канал установлен шибер, позволяющий регулировать соотношение расходов воздуха между каналами. По оси воздушного короба устанавливается газовый коллектор с трубой по центру для установки форсунки. Центральный газовый коллектор крепится к торцевому листу воздушного короба через фланцевое соединение при помощи болтов, и является съёмной

частью горелки. При демонтаже центрального коллектора осуществляется осмотр, и обслуживание внутренней части горелки. Лючок визуального наблюдения за факелом горелки и труба для установки датчиков контроля факела горелки устанавливаются в торцевой лист воздушного короба. Труба под установку запальника под углом в биконическую амбразуру соответственно.

Горелки рассчитаны на сжигание природного горючего газа ГОСТ 5542-87 и мазутов топочных ГОСТ 10585-2013.

Технические характеристики горелки приведены в Таблице. Величины параметров даны при работе горелки:

- на газе с низшей теплотой сгорания $35,6 \text{ МДж/м}^3$ (8500 ккал/м^3) при плотности $0,7 \text{ кг/м}^3$;

- на мазуте с низшей теплотой сгорания в пересчёте на сухое топливо $40,2 \text{ МДж/кг}$ (9600 ккал/кг) при плотности не более $1,015 \text{ г/см}^3$ и температуре 20°C .

Допускается использование горелки для сжигания более лёгких видов топлива: дизельного топлива ГОСТ 305-82 и печного бытового топлива ТПБ ГОСТ 26432-85. При сжигании этих видов жидкого топлива расходная характеристика форсунки будет зависеть от удельного веса и вязкости топлива.

Горючий газ с теплотой сгорания отличной от расчётной допускается сжигать после пересчёта и реконструкции (замены газовыпускных насадков) газового коллектора. Рабочая характеристика горелки будет зависеть от теплоты сгорания и удельного веса газа при рабочей температуре.

Таблица 5–Технические характеристики горелок ГМВТ2(ГМВАТ2)

Наименование показателя	Размерность	Типоразмер горелок (мощность, МВт)			
		ГМВАТ2-7,5	ГМВТ2-18	ГМВТ2-25	ГМВТ2-32
Номинальная тепловая мощность	МВт	7	18	25	32
Коэффициент рабочего регулирования по теплоте	-	5	5	5	5
Номинальное давление мазута перед форсункой	МПа	1	1	1	1
Номинальный расход мазута	кг/ч	675	1615	2240	2865
Сопротивление воздушного тракта	Па	1200-2500	1200-2500	1200-2500	1200-2500
Давление пара на распыление перед горелкой	МПа	0,8-1,0	0,8-1,0	0,8-1,0	0,8-1,0

Коэффициент избытка воздуха при работе на мазуте	-	1,1	1,1	1,1	1,1
Температура воздуха перед горелкой	°C	25 ±15	25 ±15	25 ±15	25 ±15
Длина факела при номинальной мощности	М	3,5	5,5	6,5	8
Масса	кг	220	450	500	630

В соответствии с таблицей с сайта производителя подбираем горелки согласно ей.

Таблица 6–Применимость горелок к котлам

Горелка	Применимость к котлам							
ГМВАТ2-7,5	ДЕ-10 ГМ	ДЕВ-10 ГМ	ФЕ-10 Г	ДКВр-10 ГМ	ДКВр-20 ГМ (2шт.)	КВ-ГМ-7,56	FOX-6.5 ГМ	
ГМВАТ2-18	ДЕ-25 ГМ	ДЕВ-25 ГМ	ДЕ-50 ГМ (2шт.)	КЕ-25 ГМ	ДКВр-20 ГМ	П-25 НГ	КВ-ГМ-17,5	КВ-ГМ-58,2 (4шт.)
ГМВАТ2-32	КВ-ГМ-35,0	FOX-30 ГМ						

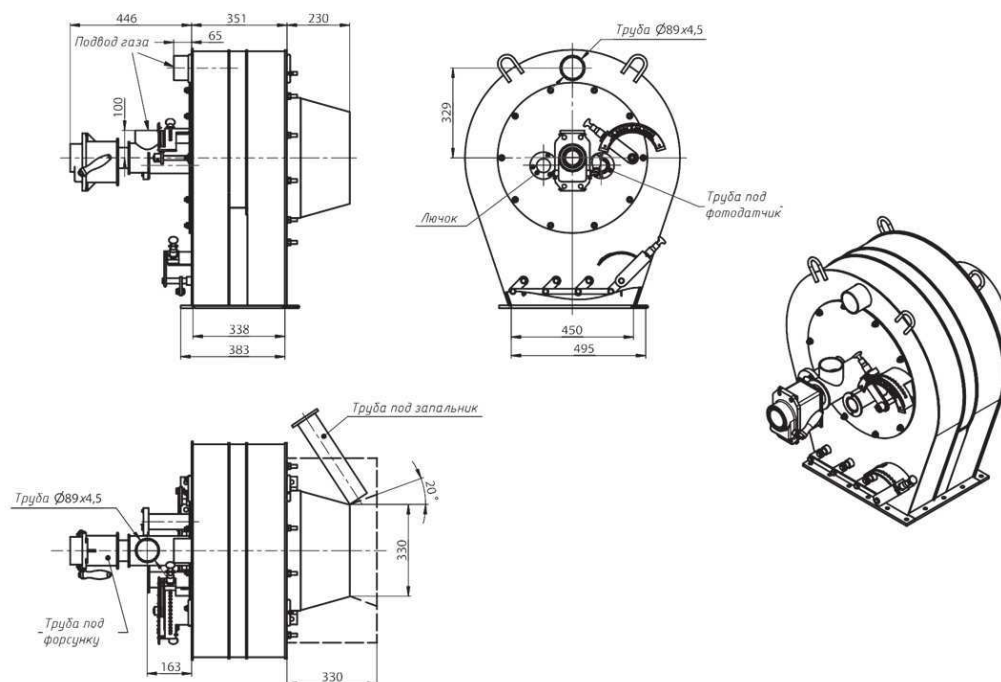


Рисунок 5 – Горелка ГМВАТ2-7,5

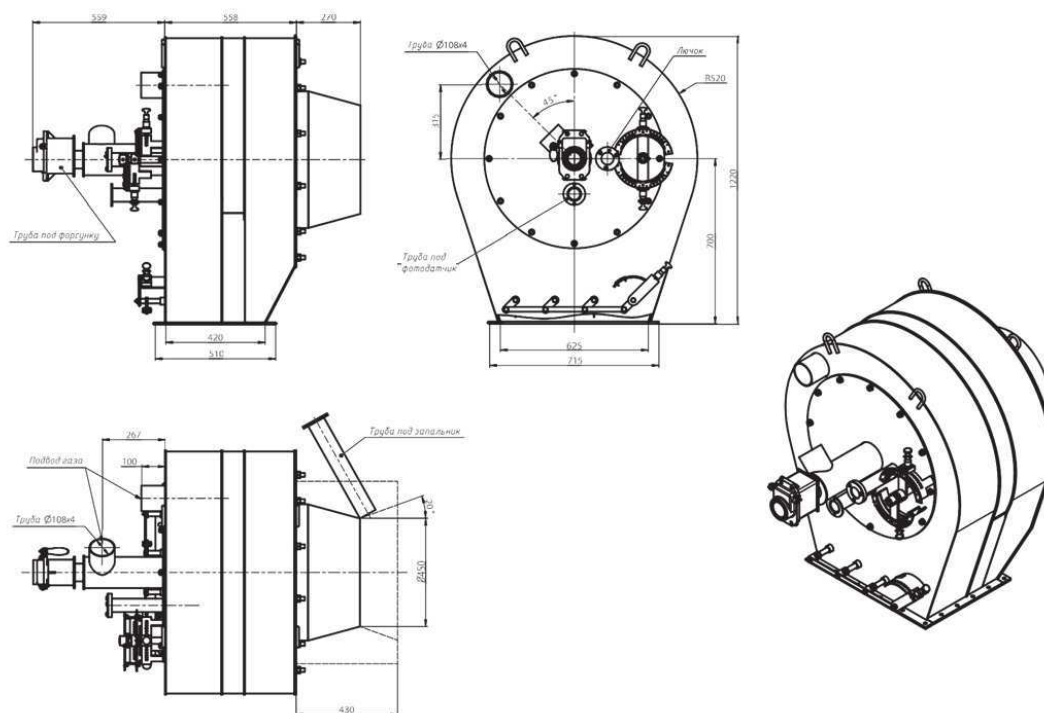


Рисунок 6 – Горелка ГМВТ2-18

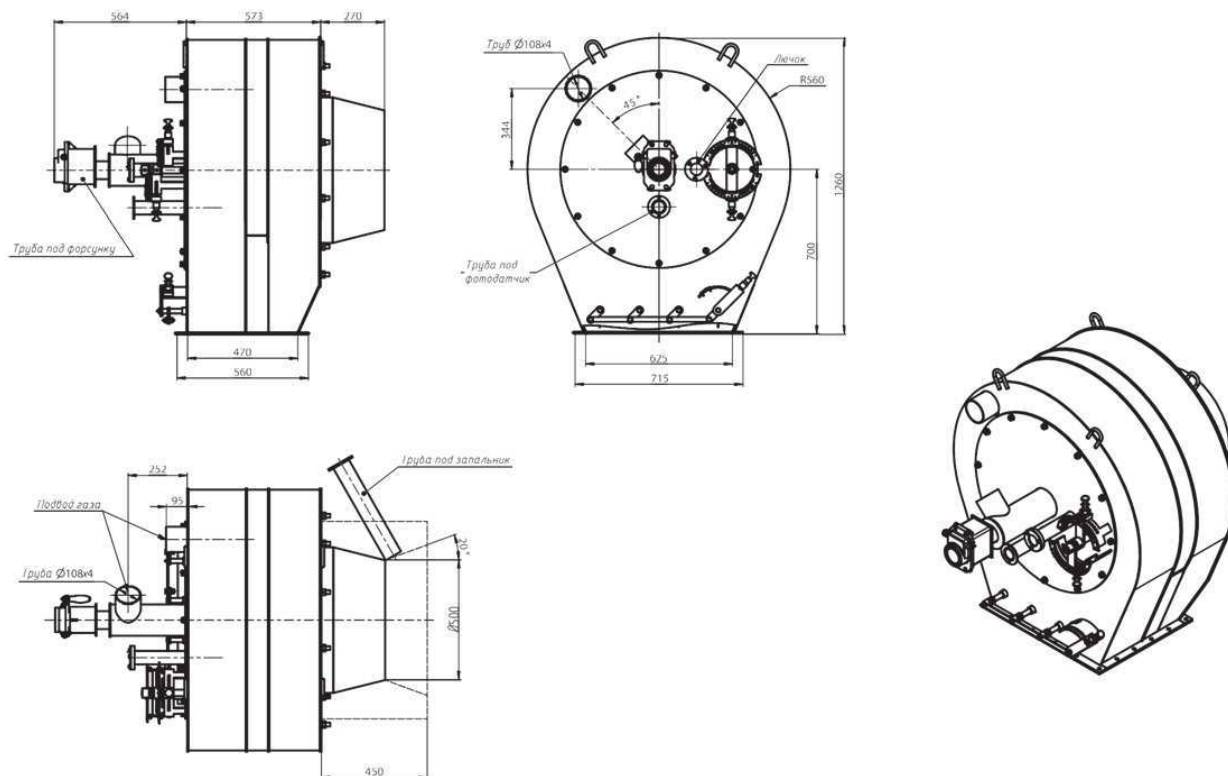


Рисунок 7 – Горелка ГМВТ2-18

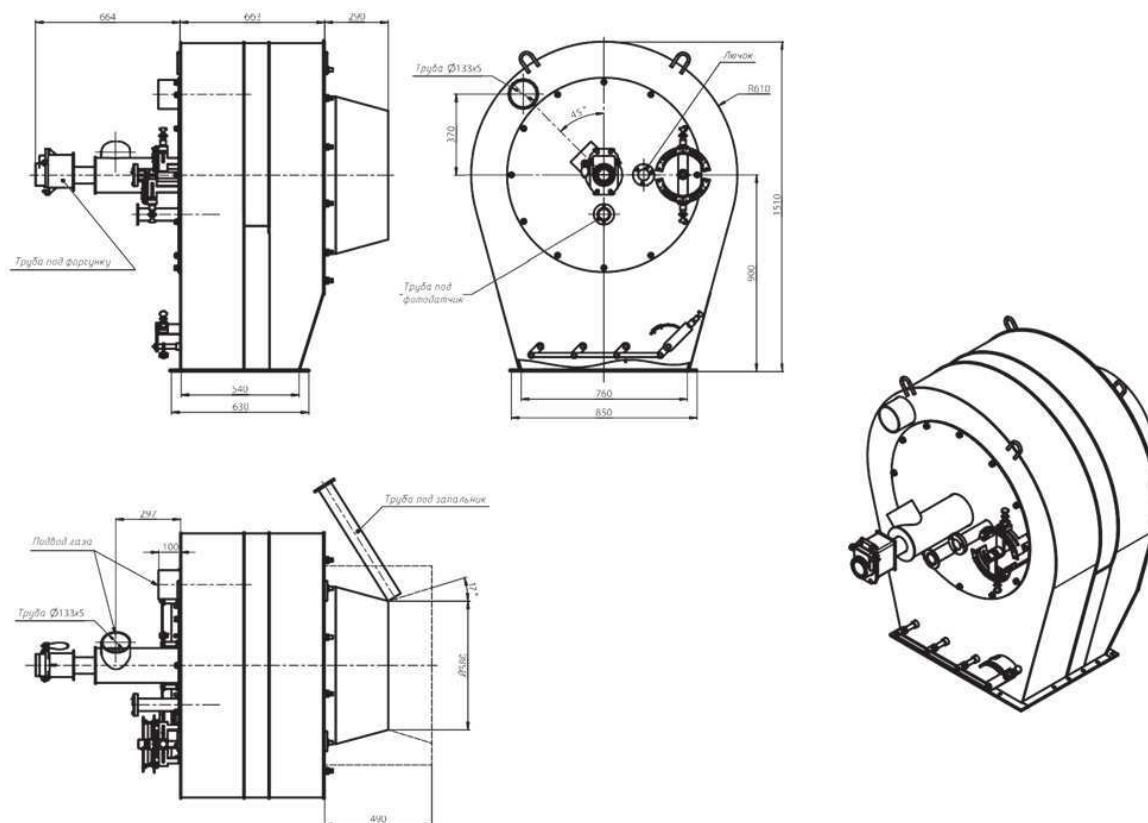


Рисунок 8 – Горелка ГМВТ2-32

2 Расчетная часть

2.1 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным газоходам

Коэффициент избытка воздуха в топочной камере, принимается в зависимости от типа топки и вида сжигаемого топлива. Величина коэффициента избытка воздуха в сечении газового тракта котлоагрегата с уравновешенной тягой определяется суммированием коэффициента избытка воздуха в топке с присосами воздуха по ходу движения газа. Принимаем коэффициент избытка воздуха на выходе из топки равный 1,35, величину присосов воздуха $\Delta \alpha_t$ в газоходах котлоагрегата при номинальной нагрузке принимаем равным:

Присосы холодного воздуха по газоходам принимаются [12].

$\Delta \alpha_k$ –присос холодного воздуха в конвективном пучке котла:

$$\Delta \alpha_k = 0,05;$$

$\Delta \alpha_{эк}$ –присос холодного воздуха в экономайзере:

$$\Delta \alpha_{эк} = 0,1;$$

2.2 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания

В качестве основного вида топлива на котельной в ЗАТО «Солнечный» используется мазут марки М-100 малозольный. Характеристики мазута приведены в таблице ниже.

Таблица 7–Расчетные характеристики топлива

Марка топлива	Класс	Состав рабочей массы топлива, %							Теплота сгорания Q_n^p , кДж/кг
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p	
М-100	малосернистый	0,2	0,03	0,85	86,58	12,04	0,15	0,15	40530

2.2.1 Объёмы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_m = 1$

Для сжигания кг жидкого топлива, рассчитывается теоретический объём, м³/кг, по формуле [12]:

$$V_b^0 = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p, \quad (1)$$

где C^p – содержание углерода на рабочую массу мазута, %;

S^p – содержание серы на рабочую массу мазута, %;

H^p – содержание водорода на рабочую массу мазута, %;

O^p – содержание кислорода на рабочую массу мазута, %.

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (86,58 + 0,375 \cdot 0,85) + 0,265 \cdot 12,04 - 0,0333 \cdot 0,15 = 10,911$$

Минимальный объём азота, $\frac{M^3}{кг}$, рассчитывается по следующему выражению [12]:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^p}{100}, \quad (2)$$

где V_B^0 – теоретически необходимый объём воздуха необходимый для горения при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1, \frac{M^3}{кг}$;

N^p – содержание азота на рабочую массу мазута, %.

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 10,911 + 0,8 \cdot \frac{0,15}{100} = 8,621$$

Минимальный объём трёхатомных газов, $\frac{M^3}{кг}$, рассчитывается по следующей формуле [12]:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^p + 0,375 \cdot S^p}{100}, \quad (3)$$

где C^p – содержание углерода на рабочую массу мазута, %;

S^p – содержание серы на рабочую массу мазута, %.

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{86,58 + 0,375 \cdot 0,85}{100} = 1,622$$

Минимальный объём водяных паров для жидкого топлива, $\frac{M^3}{кг}$, рассчитывается по следующей формуле [12]:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V_B^0, \quad (4)$$

где H^p – содержание водорода на рабочую массу мазута, %;

W^p – влажность топлива, %;

V_B^0 – необходимый объём воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1, \frac{M^3}{кг}$;

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 12,04 + 0,0124 \cdot 0,2 + 0,0161 \cdot 10,906 = 1,515$$

Суммарный объём дымовых газов, $\frac{м^3}{кг}$, рассчитываем по формуле [12]:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0, \quad (5)$$

Подставив значения, получаем:

$$V_{\Gamma}^0 = 1,622 + 1,515 + 8,621 = 11,757.$$

2.2.2 Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы

Объемы газов, их массы, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 8.

Таблица 8—Объемы продуктов сгорания, объёмные доли трёхатомных газов, масса дымовых газов

Название величины и обозначение	Газоход		
	Топочная камера	Конвективный пучок	ВЭК
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,3125	1,3625	1,4625
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева α_{cp}	1,3125	1,338	1,413
Объём водяных паров, $м^3 / кг$, $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	1,569	1,574	1,587
Полный объём газов, $м^3 / кг$, $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	15,221	15,504	16,335
Объёмная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}$	0,107	0,105	0,099
Объёмная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,1	0,098	0,192
Суммарная объёмная доля $r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,206	0,202	0,192
Масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^p + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$	19,702	20,066	21,134

2.2.3 Энтальпии продуктов сгорания по газоходам

Энтальпия дымовых газов на 1 м³ при сжигании жидкого топлива H_{Γ}^0 , кДж/кг, рассчитывается по формуле [12]:

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2} \cdot C_{RO_2} + V_{N_2}^0 \cdot C_{N_2} + V_{H_2O}^0 \cdot C_{H_2O}) \cdot \vartheta, \quad (6)$$

где V_{RO_2} – объём трехатомных газов, м³/кг;

C_{RO_2} – средняя теплоёмкость трехатомных газов, кДж/(м³·К);

$V_{N_2}^0$ – теоретический объём азота, м³/кг;

C_{N_2} – средняя теплоёмкость азота, кДж/(м³·К);

$V_{H_2O}^0$ – теоретический объём водяных паров, м³/кг;

C_{H_2O} – средняя теплоёмкость воды, кДж/(м³·К);

ϑ – расчётная температура от 100 до 2300.

Энтальпия теоретически необходимого воздуха рассчитывается по формуле [12]:

$$H_B^0 = V_B^0 \cdot C_B \cdot \vartheta, \quad (7)$$

где V_B^0 – теоретический объём воздуха при коэффициенте избытка воздуха

$\alpha = 1$, м³/кг;

C_B – теплоёмкость в-ха, кДж/(м³·К).

Энтальпия дымовых газов на 1 кг сжигаемого топлива, кДж/кг, рассчитывается по выражению [12]:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_B^0 + H_{\text{зола}}, \quad (8)$$

где H_{Γ}^0 – энтальпия теоретического объема дымовых газов, кДж/кг;

α – коэффициент избытка в-ха за соответствующей поверхностью нагрева;

H_B^0 – энтальпия теоретического объёма воздуха, кДж/кг.

Рассчитанные энтальпии заносим в таблицу 9.

Таблица 9–Энтальпия продуктов сгорания

$\vartheta^{\circ}\text{C}$	H_{Γ}^0	H_B^0	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_B^0$		
			$\alpha_{\text{Т}}$	$\alpha_{\text{кп}}$	$\alpha_{\text{вЭК}}$
100	1603,1	1440,0	2053,1	2125,1	2269,1
200	3244,4	2892,1	4148,1	4292,7	4581,9

Окончание таблицы 9

300	4926,6	4362,7	6289,9	6508,0	6944,3
400	6744,9	5915,9	8593,6	8889,4	9481,0
500	8546,1	7470,2	10880,5	11254,0	12001,1
600	10394,4	9060,5	13225,8	13678,8	14584,9
700	12289,5	10682,1	15627,6	16161,7	17229,9
800	14225,4	12328,6	18078,1	18694,5	19927,4
900	16194,6	14002,2	20570,3	21270,4	22670,6
1000	18196,3	15694,4	23100,8	23885,5	25455,0
1100	20228,3	17515,9	25702,0	26577,8	28329,4
1200	22284,9	19146,2	28268,1	29225,4	31140,0
1300	24370,2	20902,0	30902,1	31947,2	34037,4
1400	26468,2	22670,2	33552,7	34686,2	36953,2
1500	28587,2	24446,6	36226,7	37449,1	39893,7
1600	30723,2	26237,0	38922,3	40234,2	42857,9
1700	32878,9	28032,7	41639,1	43040,7	45844,0
1800	35039,0	29830,9	44361,2	45852,7	48835,8
1900	37212,7	31651,9	47104,0	48686,6	51851,7
2000	39396,9	33474,9	49857,8	51531,6	54879,1
2100	41597,7	35311,4	52632,5	54398,1	57929,3
2200	43794,9	37144,1	55402,4	57259,6	60974,0

2.2.4 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата

Потеря с уходящими газами, %, зависит от данной температуры уходящих газов $t_{y.g.}$ и рассчитывается по формуле [12]:

$$H_{y.g.}^0 = \frac{(H_{y.g.}^0 - \alpha_{y.g.} \cdot H_{x.b.}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_H^p}, \quad (9)$$

где $H_{y.g.}^0$ – энтальпия дымовых газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по колонке $\alpha_{вэж}$ из таблицы 9 $t_{y.g.}=200^\circ\text{C}$, по таблице 9:

$$H_{y.g.}^0 = 4581,9, \quad (10)$$

$H_{x.b.}^0$ – энтальпия холодного воздуха, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, находится по температуре холодного воздуха $t_{x.b.}=20^\circ\text{C}$ по таблице 9:

$$H_{x.b.}^0 = 288 \quad (11)$$

где $\alpha_{yx}=1,4625$ —коэффициент избытка воздуха за последней ступенью нагрева

q_4 —потеря тепла от механической неполноты сгорания мазута, %

$$q_4=0, \quad (12)$$

Q_n^p — низшая теплота сгорания мазута, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, равная 40530.

$$q_2 = \frac{(4581,9 - 1,4625 \cdot 288) \cdot (100 - 0)}{40530} = 10,266,$$

Потеря тепла от химического недожога топлива принимается равной:

$$q_3 = 0,5, \quad (13)$$

Потеря тепла через обмуровку котельного агрегата q_5 , %, принимается соответствии с производительностью котельного агрегата [12]

$$q_5 = q_5^h \frac{G_{\text{ном}}}{G}, \quad (14)$$

где G — производительность, кг/с;

Найдём потерю тепла через обмуровку труб котельного агрегата [12]:

$$q_5 = 1,5 \cdot \frac{8,33}{8,33} = 1,5$$

Определим коэффициент сохранения тепла ϕ [12]:

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{100}, \quad (15)$$

$$\phi = 1 - \frac{1,5}{100} = 0,985$$

Рассчитаем коэффициент полезного действия, в %, котлоагрегата брутто [12]:

$$\begin{aligned} \eta^{\text{бп}} &= 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 \\ \eta^{\text{бп}} &= 100 - 10,266 - 0 - 0,5 - 1,5 = 87,934 \end{aligned} \quad (16)$$

Полное количество теплоты, кВт, полезно отданной в котельном агрегате определяем по формуле:

$$Q_{ка} = G_{в} \cdot (h_{гв} - h_{хв}), \quad (17)$$

где $G_{в}$ —расход воды через водогрейный котёл

$h_{гв}$ —энтальпия горячей воды на выходе из котла (115°C), кДж/кг;

$h_{хв}$ —энтальпия холодной воды на входе в котел (70°C), кДж/кг;

Подставив значения, получаем:

$$Q_{ка} = 102,77 \cdot (481,85 - 293,3) = 19377,284$$

Полный расход топлива, кг/с, рассчитывается из следующего выражения [12]:

$$B = \frac{Q_{ка}}{Q_{н}^p \cdot \eta_{бр}^{ка}}, \quad (18)$$

где $Q_{н}^p$ — низшая теплота сгорания мазута, кДж/кг;

$\eta_{ка}^{бр}$ —коэффициент полезного действия котлоагрегата брутто, %.

$$B = \frac{19377,284}{40530 \cdot 0,79} = 0,544$$

Переведем расход топлива из кг/с в т/ч:

$$0,544 \text{ кг/с} = 1,9584 \text{ т/ч}$$

2.3 Аэродинамический расчёт котла КВГМ-30

2.3.1 Аэродинамический расчёт воздушного тракта котла КВГМ-30

Из теплового расчета котлоагрегата принимается теоретический объём воздуха, подаваемого на горение топлива, $V_0 = 10,911$, и полный расход топлива $B = 0,545$.

Рассчитываем площади поперечного сечения воздуховода, m^2 , для двух значений скоростей движения воздуха 8 и 12 м/с [9];

$$f_{(8)} = \frac{V_0 \cdot B \cdot (t_{\text{с}} + 273)}{\omega_{\text{с}} \cdot 273}, \quad (19)$$

$$f_{(12)} = \frac{V_0 \cdot B \cdot (t_{\text{с}} + 273)}{\omega_{\text{с}} \cdot 273}, \quad (20)$$

где $t_{\text{с}}$ – средняя температура воздуха наиболее тёплого месяца, °C [9];
 $\omega_{\text{с}}$ – скорость движения воздуха в воздуховодах, м/с [9].

Подставив значения, получаем:

$$f_{(8)} = \frac{10,911 \cdot 0,545 \cdot (20 + 273)}{8 \cdot 273} = 0,798$$

$$f_{(12)} = \frac{10,911 \cdot 0,545 \cdot (20 + 273)}{12 \cdot 273} = 0,532$$

Выбираем размер воздуховода по таблице в [12] так, чтобы площадь его поперечного сечения $f_{\text{с.д}}$ находилась в рассчитанном диапазоне от $f_{(8)}$ до $f_{(12)}$ [9].

$$f_{\text{с.д}} = 0,635 \text{ м.}$$

Рассчитываем действительную скорость движения воздуха, м/с, в воздуховоде [9]:

$$\omega_{\text{с.д}} = \frac{V_0 \cdot B \cdot (t_{\text{с}} + 273)}{f_{\text{с.д}} \cdot 273}, \quad (21)$$

Подставив значения, получаем:

$$\omega_{\text{с.д}} = \frac{10,911 \cdot 0,545 \cdot (20 + 273)}{0,635 \cdot 273} = 10,051$$

Считаем потери напора в воздуховодах на трение, Па, по формуле [9]:

$$\Delta h_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega_{\epsilon, \partial}^2}{2} \cdot \rho_{\epsilon}, \quad (22)$$

где λ – коэффициент сопротивления на трение [9];
 l – длина воздуховода от всасывающего патрубка до котлоагрегата, м [9];

$\omega_{\epsilon, \partial}$ – действительная скорость движения воздуха по каналу, м/с [9];

ρ_{ϵ} – плотность воздуха, которая рассчитывается по формуле [9]:

$$\rho_{\epsilon} = \frac{353}{(t_{\epsilon} + 273)} = \frac{353}{(30 + 273)} = 1,165, \quad (23)$$

d – внутренний диаметр воздуховода, м [9].

Подставив значения, получаем:

$$\Delta h_{mp} = 0,03 \cdot \frac{10,86}{0,9} \cdot \frac{10,051^2}{2} \cdot 1,205 = 22,027$$

Затем просчитываем потери напора в местном сопротивлении, Па, воздуховода (повороты, разветвления, изменения сечения, шиберы) по формуле [9]:

$$\Delta h_m = \Sigma \xi \cdot \frac{\omega_{\epsilon, \partial}^2}{2} \cdot \rho_{\epsilon}, \quad (24)$$

где $\Sigma \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений [9].

Подставив значения, получаем:

$$\Delta h_m = 0,5 \cdot \frac{10,051^2}{2} \cdot 1,205 = 30,425$$

Рассчитываем полные потери напора, Па, в воздушном тракте котла [9]:

$$\Delta h_{\epsilon} = \Delta h_m + \Delta h_{mp} + \Delta h_{\epsilon, \kappa}, \quad (25)$$

где $\Delta h_{\epsilon, \kappa}$ – полные потери напора в воздушном тракте котлоагрегата, Па [9].

Подставив значения, получаем:

$$\Delta h_{\epsilon} = 30,425 + 22,027 + 2800 = 2852,452$$

Расход воздуха, м³/с, который проходит через дутьевой вентилятор, рассчитывается по формуле [9]:

$$V_{\epsilon} = \beta_{np} \cdot B \cdot V_0 \cdot (\alpha_m - \Delta \alpha_m) \cdot \frac{t_{\epsilon} + 273}{273}, \quad (26)$$

где α_m – коэффициент избытка воздуха в топке (принимается из расчета котлоагрегата) [9];

$\Delta\alpha_m$ – присосы воздуха в топке [9];

β_{np} – коэффициент запаса по производительности [9].

Подставив значения, получаем:

$$V_g = 1,05 \cdot 0,545 \cdot 10,911 \cdot (1,3125 - 0,05) \cdot \frac{20 + 273}{273} = 8,46$$

Расчетное полное давление, Па, развиваемое дутьевым вентилятором, рассчитываем из формулы [9]:

$$H_{p.g} = \beta_n \cdot \Delta h_g, \quad (27)$$

где β_n – коэффициент запаса по напору [9].

Подставив значения, получаем:

$$H_{p.g} = 1,1 \cdot 2852,452 = 3137,697$$

При выборе дутьевого вентилятора его расчетное полное давление, $H_{p.g}$, необходимо рассчитать полное давление, для которых составлена характеристика дутьевого вентилятора [9]:

$$H_{p.g}^{np} = H_{p.g} \cdot \frac{t_g + 273}{30 + 273}, \quad (28)$$

где 30 – температура, для которой составлена характеристика дутьевого вентилятора, °C [9].

Подставив значения, получаем:

$$H_{p.g}^{np} = 3137,697 \cdot \frac{20 + 273}{30 + 273} = 3034,143$$

Мощность электродвигателя, для привода дутьевого вентилятора рассчитывается по формуле, кВт [9]:

$$N_{эд} = \frac{\beta_m \cdot H_{p.g}^{np} \cdot V_g}{1000 \cdot \eta_{эд}}, \quad (29)$$

где β_m – коэффициент запаса прочности [9];

$\eta_{эд}$ – коэффициент полезного действия электродвигателя [9].

Подставив значения, получаем:

$$N_{эд} = \frac{1,05 \cdot 3034,143 \cdot 10,911}{1000 \cdot 0,83} = 32,474$$

2.3.2 Аэродинамический расчет газового тракта котла КВГМ-30

Для газового и воздушного тракта котла аэродинамический расчёт происходит одинаково, однако при расчёте газового тракта нужно учесть, что он может быть разделён на участки.

Из-за водяного экономайзера, делим газовый тракт котла на два участка. Из теплового расчета котла для участков принимается объем дымовых газов после 2-го конвективного пучка $V_{\varepsilon 1} = 15,504$ и после водяного экономайзера $V_{\varepsilon 2} = 16,335$. И принимается температура газов на выходе из 2-го конвективного пучка $t_{\varepsilon 1} = 1050$ и на выходе из водяного экономайзера $t_{\varepsilon 2} = 200$.

Рассчитаем площади поперечного сечения газоходов, м^2 . Для двух значений скоростей движения дымовых газов 11 и 18 м/с [9]:

Для первого участка:

$$f_{1(11)} = \frac{V_{\varepsilon 1} \cdot B \cdot (t_{\varepsilon 1} + 273)}{\omega_{\varepsilon} \cdot 273}, \quad (30)$$

$$f_{1(18)} = \frac{V_{\varepsilon 1} \cdot B \cdot (t_{\varepsilon 1} + 273)}{\omega_{\varepsilon} \cdot 273}, \quad (31)$$

Для второго участка:

$$f_{2(11)} = \frac{V_{\varepsilon 2} \cdot B \cdot (t_{\varepsilon 2} + 273)}{\omega_{\varepsilon} \cdot 273}, \quad (32)$$

$$f_{2(18)} = \frac{V_{\varepsilon 2} \cdot B \cdot (t_{\varepsilon 2} + 273)}{\omega_{\varepsilon} \cdot 273}, \quad (33)$$

где ω_{ε} – скорость движения дымовых газов, м/с [9].

Подставив значения, получаем:

Для первого участка:

$$f_{1(11)} = \frac{15,504 \cdot 0,545 \cdot (1050 + 273)}{11 \cdot 273} = 3,723$$

$$f_{1(18)} = \frac{15,504 \cdot 0,545 \cdot (1050 + 273)}{18 \cdot 273} = 2,275$$

Для второго участка:

$$f_{2(11)} = \frac{16,335 \cdot 0,545 \cdot (200 + 273)}{11 \cdot 273} = 1,402$$

$$f_{2(18)} = \frac{16,335 \cdot 0,545 \cdot (200 + 273)}{18 \cdot 273} = 0,857$$

Рассчитываем действительную скорость движения дымовых газов, м/с, в газоходе [9]:

Для первого участка:

$$\omega_{\varepsilon.01} = \frac{V_{\varepsilon 1} \cdot B \cdot (t_{\varepsilon 1} + 273)}{f_{\varepsilon.01} \cdot 273}, \quad (34)$$

Для второго участка:

$$\omega_{\varepsilon.02} = \frac{V_{\varepsilon 2} \cdot B \cdot (t_{\varepsilon 2} + 273)}{f_{\varepsilon.02} \cdot 273}, \quad (35)$$

Подставив значения, получаем:

Для первого участка:

$$\omega_{\varepsilon.01} = \frac{15,504 \cdot 0,545 \cdot (1050 + 273)}{3,14 \cdot 273} = 13,041$$

Для второго участка:

$$\omega_{\varepsilon.02} = \frac{16,335 \cdot 0,545 \cdot (200 + 273)}{1,28 \cdot 273} = 12,05$$

Расчёт потерь напора в газоходе на трение, определяются отдельно для газоходов и отдельно для дымовой трубы, Па.

Для газоходов расчет потерь напора на трение определяется по формулам [9]:

Для первого участка:

$$\Delta h_{mp1} = \lambda \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{\omega_{\varepsilon.01}^2}{2} \cdot \rho_{\varepsilon 1}, \quad (36)$$

Для второго участка:

$$\Delta h_{mp2} = \lambda \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{\omega_{\varepsilon.02}^2}{2} \cdot \rho_{\varepsilon 2}, \quad (37)$$

где λ – коэффициенты сопротивления трения [9];

l_1 и l_2 – длина первого и второго участков, соответственно, м [9];

$\omega_{\varepsilon.01}$ и $\omega_{\varepsilon.02}$ – скорости движения продуктов сгорания по газоходам первого и второго участков, соответственно, м/с [9];

d – внутренний диаметр канала [9];

ρ_{ε} – плотность продуктов сгорания при заданной температуре, кг/м³, рассчитывается по формуле [9]:

$$\rho_{\varepsilon 1} = \frac{353}{(t_{\varepsilon 1} + 273)} = \frac{353}{(1050 + 273)} = 0,267, \quad (38)$$

$$\rho_{\varepsilon 1} = \frac{353}{(t_{\varepsilon 1} + 273)} = \frac{353}{(200 + 273)} = 0,746, \quad (39)$$

Подставив значения, получаем:

Для первого участка:

$$\Delta h_{mp1} = 0,02 \cdot \frac{7,68}{2} \cdot \frac{13,041^2}{2} \cdot 0,267 = 1,742$$

Для второго участка:

$$\Delta h_{mp2} = 0,02 \cdot \frac{5,9}{1,067} \cdot \frac{12,05^2}{2} \cdot 0,746 = 5,994$$

Для цилиндрических дымовых труб расчёт потери напора определяется по формуле [9]:

$$\Delta h_{mp.H} = \lambda_H \cdot \frac{H}{d_{mp}} \cdot \frac{\omega_H^2}{2} \cdot \rho_{\varepsilon 2}, \quad (40)$$

где H и d_{mp} – высота и диаметр устья дымовой трубы, м [9];

ω_H – скорость дымовых газов в выходном сечении трубы, м/с [9];

λ_H – коэффициент сопротивления трения [9].

Подставив значения, получаем:

$$\Delta h_{mp.H} = 0,02 \cdot \frac{50}{4} \cdot \frac{1,294^2}{2} \cdot 0,746 = 0,156, \quad (41)$$

Расчёт потерь напора в местных сопротивлениях газоходов рассчитывается по формулам, Па [9]:

Для первого участка:

$$\Delta h_{\varepsilon 1} = \sum \xi_1 \cdot \frac{\omega_{\varepsilon.01}^2}{2} \cdot \rho_{\varepsilon 1}, \quad (42)$$

Для второго участка:

$$\Delta h_{м2} = \Sigma \xi_2 \cdot \frac{\omega_{\varepsilon.02}^2}{2} \cdot \rho_{\varepsilon 2}, \quad (43)$$

где $\Sigma \xi_1$ и $\Sigma \xi_2$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на первом и втором участках, соответственно [9].

Подставив значения, получаем:

Для первого участка:

$$\Delta h_{м1} = 0,5 \cdot \frac{13,041^2}{2} \cdot 0,267 = 11,344$$

Для второго участка:

$$\Delta h_{м2} = 0,5 \cdot \frac{12,05^2}{2} \cdot 0,746 = 27,093$$

Рассчитываем полные потери напора в газовом тракте котлоагрегата, Па:

$$\Delta h_{\varepsilon} = \Delta h_{м1} + \Delta h_{м2} + \Delta h_{мп1} + \Delta h_{мп2} + \Delta h_{мп.Н} + \Delta h_{м.к}, \quad (44)$$

где $\Delta h_{м.к}$ – потери напора в газовом тракте котлоагрегата, Па [9].

Подставив значения, получаем:

$$\Delta h_{\varepsilon} = 11,344 + 27,093 + 1,742 + 5,994 + 0,156 + 670 = 716,33$$

Рассчитываем действительный расход дымовых газов, м³/с, который проходит через дымосос [9]:

$$V_o = \beta_{np} \cdot B \cdot (V_{\varepsilon 2} + \Delta \alpha \cdot V_o) \cdot \frac{t_{\varepsilon 2} + 273}{273}, \quad (45)$$

где $\Delta \alpha$ – присосы воздуха в газоходах [9];

β_{np} – коэффициент запаса дымососа по производительности [9].

Подставив значения, получаем:

$$V_o = 1,05 \cdot 0,545 \cdot (16,335 + 0,15 \cdot 10,911) \cdot \frac{200 + 273}{273} = 17,819$$

Расчетное полное давление, Па, развиваемое дымососом, рассчитывается по формуле [9]:

$$H_{p.д} = \beta_n \cdot \Delta h_{\varepsilon}, \quad (46)$$

где β_n – коэффициент запаса дымососа по напору [9].

Подставив значения, получаем:

$$H_{p.d} = 1,1 \cdot 716,33 = 787,964$$

При выборе дымососа его расчетное полное давление $H_{p.d}$ зависит от величины температуры на которую рассчитан дымосос [9]:

$$H_{p.d}^{np} = H_{p.d} \cdot \frac{t_{c2} + 273}{200 + 273}, \quad (47)$$

где 200– температура, для которой составлена характеристика дымососа, °С;

Подставив значения, получаем:

$$H_{p.d}^{np} = 787,964 \cdot \frac{200 + 273}{200 + 273} = 787,964$$

Рассчитываем мощность электродвигателя, кВт, для привода дымососа по формуле [9]:

$$N_{эд} = \frac{\beta_m \cdot H_{p.d}^{np} \cdot V_d}{1000 \cdot \eta_{эд}}, \quad (48)$$

где β_m – коэффициент запаса дымососа [9];

$\eta_{эд}$ – коэффициент полезного действия электродвигателя [9].

$$N_{эд} = \frac{1,05 \cdot 787,964 \cdot 17,819}{1000 \cdot 0,83} = 68,394$$

Далее рассчитывается котлоагрегат КВГМ-30 с коэффициентом избытка воздуха 1,1, т.к. при реконструкции горелочных устройств он изменяется. В таблице приведено сравнение основных показателей работы котлоагрегата до реконструкции и после реконструкции.

Таблица 10 – сравнение основных показателей до реконструкции котлоагрегата КВГМ-30 и после реконструкции

Наименование величины	Значение	
	До	После
Коэффициент избытка воздуха в топочной камере котла	1,35	1,1
Коэффициент избытка воздуха за конвективным пучком	1,3625	1,15
Коэффициент избытка воздуха за водяным экономайзером	1,4625	1,25
Полный объем дымовых газов за топочной камерой, м ³ /кг	15,221	12,865
Полный объем дымовых газов за конвективным пучком, м ³ /кг	15,504	13,143

Окончание таблицы 10

Полный объем дымовых газов за водяным экономайзером, м ³ /кг	16,335	13,974
Масса дымовых газов за топочной камерой	19,702	16,674
Масса дымовых газов за конвективным пучком	20,066	17,031
Масса дымовых газов за водяным экономайзером	21,134	18,099
Энтальпия уходящих газов, кДж/кг	4581,9	3967,4
Энтальпия холодного воздуха, кДж/кг	288	288
Потеря тепла с механическим недожогом топлива, %	0	0
Потеря тепла с химическим недожогом топлива, %	0,5	0,5
Потеря тепла с уходящими газами, %	10,266	8,901
Потеря тепла в окружающую среду через обмуровку, %	1,5	1,5
Коэффициент полезного действия котельного агрегата брутто, %	87,934	89,299
Полный расход топлива, кг/с (т/ч)	0,544 (1,9584)	0,535 (1,926)
Потери напора в воздуховоде на трение, Па	22,027	21,226
Потери напора в местных сопротивлениях, Па	30,425	29,318
Полные потери напора в воздушном тракте котла	2852,452	2850,545
Действительный расход воздуха, проходящий через дутьевой вентилятор, м ³ /с	8,46	6,907
Расчетное полное давление, которое должен развивать вентилятор, Па	3137,697	3032,114
Расчетная мощность электродвигателя для привода вентилятора, кВт	32,474	26,494
Потери напора в газоходах на трение, Па	7,736	10,399
Потери напора в местных сопротивлениях, Па	38,437	12,005
Полные потери напора в газовом тракте котла, Па	716,33	692,561
Действительный расход продуктов сгорания, проходящий через дымосос, м ³ /с	17,819	15,194
Расчетное полное давление, которое должен развивать дымосос, Па	787,964	761,817
Расчетная мощность электродвигателя для привода дымососа, кВт	68,394	58,28

2.4 Тепловой расчет котла ДКВР-20

2.4.1 Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки и присосы воздуха по отдельным газоходам

Коэффициент избытка воздуха в топочной камере, принимается в зависимости от типа топки и вида сжигаемого топлива. Величина коэффициента избытка воздуха в сечении газового тракта котлоагрегата с уравновешенной тягой определяется суммированием коэффициента избытка воздуха в топке с присосами воздуха по ходу движения газа. Принимаем коэффициент избытка воздуха на выходе из топки равный 1.355, величину присосов воздуха $\Delta \alpha_T$ в газоходах котлоагрегата при номинальной нагрузке принимаем равным:

Присосы холодного воздуха по газоходам принимаются [12]:

$\Delta \alpha_{\kappa 1}$ –присос холодного воздуха в первом конвективном пучке котла:

$$\Delta \alpha_{\kappa 1} = 0,05;$$

$\Delta \alpha_{nn}$ –присос холодного воздуха в пароперегревателе:

$$\Delta \alpha_{nn} = 0,03;$$

$\Delta \alpha_{\kappa 2}$ –присос холодного воздуха во втором конвективном пучке котла:

$$\Delta \alpha_{\kappa 2} = 0,1;$$

$\Delta \alpha_{\text{эк}}$ –присос холодного воздуха в водяном экономайзере:

$$\Delta \alpha_{\text{эк}} = 0,1;$$

$\Delta \alpha_{\text{взп}}$ –присос холодного воздуха в воздухоподогревателе:

$$\Delta \alpha_{\text{взп}} = 0,1;$$

2.4.2 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания

В качестве основного вида топлива на котельной в ЗАТО «Солнечный» используется мазут марки М-100 малозольный. Характеристики мазута приведены в таблице ниже.

Таблица 11–Расчетные характеристики топлива

Марка топлива	Класс	Состав рабочей массы топлива, %							Теплота сгорания Q_n^p , кДж/кг
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p	
М-100	малосернистый	0,2	0,03	0,85	86,58	12,04	0,15	0,15	40530

2.4.3 Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_m = 1$

Для сжигания кг жидкого топлива, рассчитывается теоретический объём, м³/кг, по формуле [12]:

$$V_b^0 = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p, \quad (49)$$

где C^p – содержание углерода на рабочую массу мазута, %;
 S^p – содержание серы на рабочую массу мазута, %;
 H^p – содержание водорода на рабочую массу мазута, %;
 O^p – содержание кислорода на рабочую массу мазута, %.

$$V_b^0 = 0,0889 \cdot (86,58 + 0,375 \cdot 0,85) + 0,265 \cdot 12,04 - 0,0333 \cdot 0,15 = 10,911$$

Минимальный объём азота, $\frac{M^3}{кг}$, рассчитывается по следующему выражению [12]:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_b^0 + 0,8 \cdot \frac{N^p}{100}, \quad (50)$$

где V_b^0 – теоретически необходимый объём воздуха необходимый для горения при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$, $\frac{M^3}{кг}$;

N^p – содержание азота на рабочую массу мазута, %.

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 10,911 + 0,8 \cdot \frac{0,15}{100} = 8,621$$

Минимальный объём трёхатомных газов, $\frac{M^3}{кг}$, рассчитывается по следующей формуле [12]:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^p + 0,375 \cdot S^p}{100}, \quad (51)$$

где C^p – содержание углерода на рабочую массу мазута, %;
 S^p – содержание серы на рабочую массу мазута, %.

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{86,58 + 0,375 \cdot 0,85}{100} = 1,622$$

Минимальный объём водяных паров для жидкого топлива, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$, рассчитывается по следующей формуле [12]:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V_b^0, \quad (52)$$

где H^p – содержание водорода на рабочую массу мазута, %;

W^p – влажность топлива, %;

V_b^0 – необходимый объём воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$;

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 12,04 + 0,0124 \cdot 0,2 + 0,0161 \cdot 10,906 = 1,515$$

Суммарный объём дымовых газов, $\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$, рассчитываем по формуле [12]:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0, \quad (53)$$

Подставив значения, получаем:

$$V_{\Gamma}^0 = 1,622 + 1,515 + 8,621 = 11,757.$$

2.4.5 Действительные объёмы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы

Объёмы газов, их масса, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 12.

Таблица 12–Объёмы продуктов сгорания, объёмные доли трёхатомных газов, масса дымовых газов

Название величины и обозначение	Газоход			
	Топочная камера	1-й конвективный пучок	1-й конвективный пучок	ВЭК
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева, $\alpha'' = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1.355	1.405	1.535	1.735
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева, α_{cp}	1.355	1.38	1.47	1.635

Объём водяных паров, м ³ / кг , $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	1.577	1.581	1.597	1.626
Полный объём газов, м ³ / кг , $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1.016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	15.692	15.969	16.967	18.796

Окончание таблицы 12

Объёмная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}$	0.103	0.102	0.096	0.086
Объёмная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0.097	0.095	0.089	0.081
Суммарная объёмная доля $r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0.2	0.196	0.185	0.167
Масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - 0.01 \cdot A^p + 1.306 \cdot \alpha_{\text{ср}} \cdot V_B^0$	20.308	20.664	21.947	24.298
Концентрация золовых частиц, кг/кг, $\mu_{\text{зл}} = A^p \cdot a_{\text{ун}} / 100 \cdot G_{\Gamma}$	0	0	0	0

2.4.6 Энтальпии продуктов сгорания по газоходам

Энтальпия дымовых газов на 1 м^3 при сжигании жидкого топлива H_{Γ}^0 , кДж/кг, рассчитывается по формуле [12]:

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{RO_2} \cdot C_{RO_2} + V_{N_2}^0 \cdot C_{N_2} + V_{H_2O}^0 \cdot C_{H_2O}) \cdot \vartheta, \quad (54)$$

где V_{RO_2} – объём трехатомных газов, $\text{м}^3/\text{кг}$;

C_{RO_2} – средняя теплоёмкость трехатомных газов, кДж/($\text{м}^3 \cdot \text{К}$);

$V_{N_2}^0$ – теоретический объём азота, $\text{м}^3/\text{кг}$;

C_{N_2} – средняя теплоёмкость азота, кДж/($\text{м}^3 \cdot \text{К}$);

$V_{H_2O}^0$ – теоретический объём водяных паров, $\text{м}^3/\text{кг}$;

C_{H_2O} – средняя теплоёмкость воды, кДж/($\text{м}^3 \cdot \text{К}$);

ϑ – расчётная температура от 100 до 2300.

Энтальпия теоретически необходимого воздуха рассчитывается по формуле [12]:

$$H_B^0 = V_B^0 \cdot C_B \cdot \vartheta, \quad (55)$$

где V_B^0 – теоретический объём воздуха при коэффициенте избытка воздуха

$\alpha = 1$, $\text{м}^3/\text{кг}$;

C_B – теплоёмкость в-ха, кДж/($\text{м}^3 \cdot \text{К}$).

Энтальпия дымовых газов на 1 кг сжигаемого топлива, кДж/кг, рассчитывается по выражению [12]:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_B^0 + H_{\text{зола}}, \quad (56)$$

где H_{Γ}^0 –энтальпия теоретического объема дымовых газов, кДж/кг;
 α –коэффициент избытка в-ха за соответствующей поверхностью нагрева;

$H_{\text{в}}^0$ –энтальпия теоретического объёма воздуха, кДж/кг.

Рассчитанные энтальпии заносим в таблицу 13.

Таблица 13–Энтальпия продуктов сгорания

$\vartheta^{\circ}\text{C}$	H_{Γ}^0	$H_{\text{в}}^0$	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{в}}^0$			
			$\alpha_{\text{т}}$	$\alpha_{\text{кп1}}$	$\alpha_{\text{кп2}}$	$\alpha_{\text{взк}}$
100	1603,1	1440,0	2114,3	2186,3	2373,5	2661,5
200	3244,4	2892,1	4271,0	4415,6	4791,6	5370,0
300	4926,6	4362,7	6475,3	6693,4	7260,6	8133,1
400	6744,9	5915,9	8845,1	9140,9	9909,9	11093,1
500	8546,1	7470,2	11198,0	11571,5	12542,7	14036,7
600	10394,4	9060,5	13610,9	14063,9	15241,7	17053,8
700	12289,5	10682,1	16081,6	16615,7	18004,4	20140,8
800	14225,4	12328,6	18602,0	19218,5	20821,2	23286,9
900	16194,6	14002,2	21165,4	21865,5	23685,8	26486,2
1000	18196,3	15694,4	23767,8	24552,6	26592,8	29731,7
1100	20228,3	17515,9	26446,4	27322,2	29599,3	33102,4
1200	22284,9	19146,2	29081,8	30039,1	32528,1	36357,4
1300	24370,2	20902,0	31790,4	32835,5	35552,8	39733,2
1400	26468,2	22670,2	34516,1	35649,6	38596,8	43130,8
1500	28587,2	24446,6	37265,7	38488,1	41666,1	46555,4
1600	30723,2	26237,0	40037,4	41349,2	44760,0	50007,5
1700	32878,9	28032,7	42830,5	44232,1	47876,4	53482,9
1800	35039,0	29830,9	45629,0	47120,5	50998,5	56964,7
1900	37212,7	31651,9	48449,2	50031,8	54146,5	60476,9
2000	39396,9	33474,9	51280,5	52954,3	57306,0	64001,0
2100	41597,7	35311,4	54133,3	55898,8	60489,3	67551,6
2200	43794,9	37144,1	56981,0	58838,2	63667,0	71095,8

2.4.7 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата

Потеря с уходящими газами, %, зависит от данной температуры уходящих газов $t_{\text{у.г.}}$ и рассчитывается по формуле [12]:

$$H_{\text{ух.г}}^0 = \frac{(H_{\text{у.г}}^0 - \alpha_{\text{у.г}} \cdot H_{\text{х.в.}}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_{\text{н}}^{\text{p}}}, \quad (57)$$

где $H_{y.г.}^0$ – энтальпия дымовых газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по колонке $\alpha_{вэж}$ из таблицы 13 $t_{y.г.}=200^{\circ}\text{C}$, по таблице 13:

$$H_{yx.г.}^0 = 5370, \quad (58)$$

H_{xb}^0 – энтальпия холодного воздуха, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, находится по температуре холодного воздуха $t_{x.в.}=20^{\circ}\text{C}$ по таблице 12:

$$H_{x.в.}^0 = 288, \quad (59)$$

где $\alpha_{yx}=1,735$ – коэффициент избытка воздуха за последней ступенью нагрева;

q_4 – потеря тепла от механической неполноты сгорания мазута, %

$$q_4 = 0, \quad (60)$$

Q_n^p – низшая теплота сгорания мазута, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, равная 40530.

$$q_2 = \frac{(5370 - 1,735 \cdot 288) \cdot (100 - 0)}{40530} = 12.017,$$

Потеря тепла от химического недожога принимается равной:

$$q_3 = 0,5, \quad (61)$$

Потеря тепла через обмуровку котельного агрегата q_5 , %, принимается в соответствии с производительностью котельного агрегата [12];

$$q_5 = q_5^h \frac{G_{ном}}{G}, \quad (62)$$

где G – производительность, кг/с;

Найдём потерю тепла через обмуровку труб котельного агрегата [12]:

$$q_5 = 1,5 \cdot \frac{5,55}{5,55} = 1,5$$

Определим коэффициент сохранения тепла ϕ [12]:

$$\phi = 1 - \frac{q_5}{100}, \quad (63)$$

$$\varphi = 1 - \frac{1,5}{100} = 0,985$$

Рассчитаем коэффициент полезного действия, в %, котлоагрегата брутто [12]:

$$\begin{aligned}\eta^{\text{бр}} &= 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 \\ \eta^{\text{бр}} &= 100 - 12,017 - 0 - 0,5 - 1,5 = 86,183\end{aligned}\quad (64)$$

Полный расход топлива, кг/с, рассчитывается по формуле [12]:

$$B = \frac{D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{пе}} + h_{\text{пв}}) + D_{\text{пр}} \cdot (h_{\text{пр}} + h_{\text{пв}})}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}, \quad (65)$$

где $D_{\text{пе}}$ – паропроизводительность, кг/с;

$h_{\text{пе}}$ – энтальпия перегретого пара, кДж/кг;

$h_{\text{пв}}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг;

$h_{\text{пр}}$ – энтальпия воды на линии насыщения, кДж/кг;

$D_{\text{пр}}$ – расход продувочной воды, кг/с;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}$ – КПД брутто, %.

$$B = \frac{5,55 \cdot (2931,833 + 419,1) + 0,111 \cdot (814,764 + 419,1)}{40530 \cdot 0,86183} = 0,401$$

Переведем расход топлива из кг/с в т/ч:

$$0,401 \text{ т/ч} = 1,4436 \text{ т/ч}$$

2.5 Аэродинамический расчет котла ДКВР-20

2.5.1 Аэродинамический расчет воздушного тракта котла ДКВР-20

Из теплового расчета котлоагрегата принимается теоретический объём воздуха, подаваемого на горение топлива, $V_0 = 10,911$, и полный расход топлива $B = 0,401$.

Рассчитываем площади поперечного сечения воздухопровода, м^2 , для двух значений скоростей движения воздуха 8 и 12 м/с [9]:

$$f_{(8)} = \frac{V_0 \cdot B \cdot (t_{\text{в}} + 273)}{\omega_{\text{в}} \cdot 273}, \quad (66)$$

$$f_{(12)} = \frac{V_0 \cdot B \cdot (t_{\text{в}} + 273)}{\omega_{\text{в}} \cdot 273}, \quad (67)$$

где $t_{\text{в}}$ – средняя температура воздуха наиболее тёплого месяца, °С
 $\omega_{\text{в}}$ – скорость движения воздуха в воздухопроводах, м/с.

Подставив значения, получаем:

$$f_{(8)} = \frac{10,911 \cdot 0,401 \cdot (20 + 273)}{8 \cdot 273} = 0,587$$

$$f_{(12)} = \frac{10,911 \cdot 0,401 \cdot (20 + 273)}{12 \cdot 273} = 0,391$$

Выбираем размер воздухопровода по таблице в [12] так, чтобы площадь его поперечного сечения $f_{\text{в.д}}$ находилась в рассчитанном диапазоне от $f_{(8)}$ до $f_{(12)}$.

$$f_{\text{в.д}} = 0,501 \text{ м}^2.$$

Рассчитываем действительную скорость движения воздуха, м/с, в воздухопроводе [9]:

$$\omega_{\text{в.д}} = \frac{V_0 \cdot B \cdot (t_{\text{в}} + 273)}{f_{\text{в.д}} \cdot 273}, \quad (68)$$

Подставив значения, получаем:

$$\omega_{\text{в.д}} = \frac{10,911 \cdot 0,401 \cdot (20 + 273)}{0,501 \cdot 273} = 9,373$$

Считаем потери напора в воздухопроводах на трение, Па, по формуле [9]:

$$\Delta h_{mp} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega_{\epsilon, \partial}^2}{2} \cdot \rho_{\epsilon}, \quad (69)$$

где λ – коэффициент сопротивления на трение;
 l – длина воздуховода от всасывающего патрубка до котлоагрегата, м;
 $\omega_{\epsilon, \partial}$ – действительная скорость движения воздуха по каналу, м/с;
 ρ_{ϵ} – плотность воздуха, которая рассчитывается по формуле:

$$\rho_{\epsilon} = \frac{353}{(t_{\epsilon} + 273)} = \frac{353}{(20 + 273)} = 1,205, \quad (70)$$

d – внутренний диаметр воздуховода, м.

Подставив значения, получаем:

$$\Delta h_{mp} = 0,03 \cdot \frac{10,050}{0,63} \cdot \frac{9,373^2}{2} \cdot 1,205 = 25,326$$

Затем просчитываем потери напора в местном сопротивлении, Па, воздуховода (повороты, изменения сечения, разветвления, шиберы) по формуле [9]:

$$\Delta h_{\text{м}} = \Sigma \xi \cdot \frac{\omega_{\epsilon, \partial}^2}{2} \cdot \rho_{\epsilon}, \quad (71)$$

где $\Sigma \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений;
 Подставив значения, получаем:

$$\Delta h_{\text{м}} = 0,5 \cdot \frac{9,373^2}{2} \cdot 1,205 = 26,46$$

Рассчитываем полные потери напора, Па, в воздушном тракте котлоагрегата [9]:

$$\Delta h_{\epsilon} = \Delta h_{\text{м}} + \Delta h_{mp} + \Delta h_{\epsilon, \kappa}, \quad (72)$$

где $\Delta h_{\epsilon, \kappa}$ – полные потери напора в воздушном тракте котлоагрегата, Па.
 Подставив значения, получаем:

$$\Delta h_{\epsilon} = 26,46 + 25,326 + 1795 = 1846,786$$

Расход воздуха, м³/с, который проходит через дутьевой вентилятор, рассчитывается по формуле [9]:

$$V_{\epsilon} = \beta_{np} \cdot B \cdot V_0 \cdot (\alpha_m - \Delta\alpha_m) \cdot \frac{t_{\epsilon} + 273}{273}, \quad (73)$$

где α_m – коэффициент избытка воздуха в топке (принимается из расчета котлоагрегата);

$\Delta\alpha_m$ – присосы воздуха в топке;

β_{np} – коэффициент запаса по производительности.

Подставив значения, получаем:

$$V_{\epsilon} = 1,05 \cdot 0,401 \cdot 10,911 \cdot (1,355 - 0,15) \cdot \frac{20 + 273}{273} = 5,941$$

Расчетное полное давление, Па, развиваемое дутьевым вентилятором, рассчитываем из формулы [9]:

$$H_{p.\epsilon} = \beta_n \cdot \Delta h_{\epsilon}, \quad (74)$$

где β_n – коэффициент запаса по напору.

Подставив значения, получаем:

$$H_{p.\epsilon} = 1,1 \cdot 1846,786 = 2031,465$$

При выборе дутьевого вентилятора его расчетное полное давление, $H_{p.\epsilon}$, необходимо рассчитать полное давление, для которых составлена характеристика дутьевого вентилятора [9]:

$$H_{p.\epsilon}^{np} = H_{p.\epsilon} \cdot \frac{t_{\epsilon} + 273}{30 + 273}, \quad (75)$$

где 30 – температура, для которой составлена характеристика вентилятора, °С.

Подставив значения, получаем:

$$H_{p.\epsilon}^{np} = 2031,465 \cdot \frac{20 + 273}{30 + 273} = 1964,42$$

Мощность электродвигателя, для привода дутьевого вентилятора рассчитывается по формуле, кВт [9]:

$$N_{\epsilon\partial} = \frac{\beta_m \cdot H_{p.\epsilon}^{np} \cdot V_{\epsilon}}{1000 \cdot \eta_{\epsilon\partial}}, \quad (76)$$

где β_m – коэффициент запаса прочности [9];

$\eta_{\epsilon\partial}$ – коэффициент полезного действия электродвигателя [9].

Подставив значения, получаем:

$$N_{\text{од}} = \frac{1,05 \cdot 1964,42 \cdot 10,911}{1000 \cdot 0,83} = 16,34$$

2.5.2 Аэродинамический расчет газового тракта котла ДКВР-20

Для газового и воздушного тракта котла аэродинамический расчёт происходит одинаково, однако при расчёте газового тракта нужно учесть, что он может быть разделён на участки.

Из-за водяного экономайзера, делим газовый тракт котла на два участка. Из теплового расчета котла для участков принимается объем дымовых газов после 2-го конвективного пучка $V_{\text{з1}} = 16,967$ и после водяного экономайзера $V_{\text{з2}} = 18,796$. И принимается температура газов на выходе из 2-го конвективного пучка $t_{\text{з1}} = 1170$ и на выходе из водяного экономайзера $t_{\text{з2}} = 200$.

Рассчитаем площади поперечного сечения газоходов, м^2 . Для двух значений скоростей движения дымовых газов 11 и 18 м/с [9]:

Для первого участка:

$$f_{1(11)} = \frac{V_{\text{з1}} \cdot B \cdot (t_{\text{з1}} + 273)}{\omega_{\text{з}} \cdot 273}, \quad (77)$$

$$f_{1(18)} = \frac{V_{\text{з1}} \cdot B \cdot (t_{\text{з1}} + 273)}{\omega_{\text{з}} \cdot 273}, \quad (78)$$

Для второго участка:

$$f_{2(11)} = \frac{V_{\text{з2}} \cdot B \cdot (t_{\text{з2}} + 273)}{\omega_{\text{з}} \cdot 273}, \quad (79)$$

$$f_{2(18)} = \frac{V_{\text{з2}} \cdot B \cdot (t_{\text{з2}} + 273)}{\omega_{\text{з}} \cdot 273}, \quad (80)$$

где $\omega_{\text{з}}$ – скорость движения дымовых газов, м/с.

Подставив значения, получаем:

Для первого участка:

$$f_{1(11)} = \frac{16,967 \cdot 0,401 \cdot (1170 + 273)}{11 \cdot 273} = 3,269$$

$$f_{1(18)} = \frac{16,967 \cdot 0,401 \cdot (1170 + 273)}{18 \cdot 273} = 1,998$$

Для второго участка:

$$f_{2(11)} = \frac{18,796 \cdot 0,401 \cdot (200 + 273)}{11 \cdot 273} = 1,187$$

$$f_{2(18)} = \frac{18,796 \cdot 0,401 \cdot (200 + 273)}{18 \cdot 273} = 0,725$$

Рассчитываем действительную скорость движения дымовых газов, м/с, в газоходе [9]:

Для первого участка:

$$\omega_{\varepsilon.01} = \frac{V_{\varepsilon1} \cdot B \cdot (t_{\varepsilon1} + 273)}{f_{\varepsilon.01} \cdot 273}, \quad (81)$$

Для второго участка:

$$\omega_{\varepsilon.02} = \frac{V_{\varepsilon2} \cdot B \cdot (t_{\varepsilon2} + 273)}{f_{\varepsilon.02} \cdot 273}, \quad (82)$$

Подставив значения, получаем:

Для первого участка:

$$\omega_{\varepsilon.01} = \frac{16,967 \cdot 0,401 \cdot (1170 + 273)}{3,14 \cdot 273} = 11,453$$

Для второго участка:

$$\omega_{\varepsilon.02} = \frac{18,796 \cdot 0,401 \cdot (200 + 273)}{0,985 \cdot 273} = 13,258$$

Расчёт потерь напора в газоходе на трение, определяются отдельно для газоходов и отдельно для дымовой трубы, Па [9].

Для газоходов расчет потерь напора на трение определяется по формулам [9]:

Для первого участка:

$$\Delta h_{mp1} = \lambda \cdot \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{\omega_{\varepsilon.01}^2}{2} \cdot \rho_{\varepsilon1}, \quad (83)$$

Для второго участка:

$$\Delta h_{mp2} = \lambda \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \frac{\omega_{\varepsilon, \partial 2}^2}{2} \cdot \rho_{\varepsilon 2}, \quad (84)$$

где λ – коэффициенты сопротивления трения;
 l_1 и l_2 – длина первого и второго участков, соответственно, м;
 $\omega_{\varepsilon, \partial 1}$ и $\omega_{\varepsilon, \partial 2}$ – скорости движения продуктов сгорания по газоходам первого и второго участков, соответственно, м/с;
 d – внутренний диаметр канала, м;
 ρ_{ε} – плотность продуктов сгорания при заданной температуре, кг/м³,
 рассчитывается по формуле [9]:

$$\rho_{\varepsilon 1} = \frac{353}{(t_{\varepsilon 1} + 273)} = \frac{353}{(1170 + 273)} = 0,245, \quad (85)$$

$$\rho_{\varepsilon 1} = \frac{353}{(t_{\varepsilon 1} + 273)} = \frac{353}{(200 + 273)} = 0,746, \quad (86)$$

Подставив значения, получаем:

Для первого участка:

$$\Delta h_{mp1} = 0,02 \cdot \frac{5,101}{2} \cdot \frac{11,453^2}{2} \cdot 0,245 = 0,818$$

Для второго участка:

$$\Delta h_{mp2} = 0,02 \cdot \frac{3,8}{1} \cdot \frac{13,258^2}{2} \cdot 0,746 = 4,985$$

Для цилиндрических дымовых труб расчёт потери напора определяется по формуле [9]:

$$\Delta h_{mp.H} = \lambda_H \cdot \frac{H}{d_{mp}} \cdot \frac{\omega_H^2}{2} \cdot \rho_{\varepsilon 2}, \quad (87)$$

где H и d_{mp} – высота и диаметр устья дымовой трубы, м;
 ω_H – скорость дымовых газов в выходном сечении трубы, м/с;
 λ_H – коэффициент сопротивления трения.
 Подставив значения, получаем:

$$\Delta h_{mp.H} = 0,02 \cdot \frac{50}{4} \cdot \frac{1,294^2}{2} \cdot 0,746 = 0,156$$

Расчёт потерь напора в местных сопротивлениях газоходов рассчитывается по формулам, Па [9]:

Для первого участка:

$$\Delta h_{m1} = \Sigma \xi_1 \cdot \frac{\omega_{\varepsilon.01}^2}{2} \cdot \rho_{\varepsilon1}, \quad (88)$$

Для второго участка:

$$\Delta h_{m2} = \Sigma \xi_2 \cdot \frac{\omega_{\varepsilon.02}^2}{2} \cdot \rho_{\varepsilon2}, \quad (89)$$

где $\Sigma \xi_1$ и $\Sigma \xi_2$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на первом и втором участках, соответственно.

Подставив значения, получаем:

Для первого участка:

$$\Delta h_{m1} = 0,5 \cdot \frac{11,453^2}{2} \cdot 0,245 = 8,022$$

Для второго участка:

$$\Delta h_{m2} = 0,5 \cdot \frac{13,258^2}{2} \cdot 0,746 = 32,794$$

Рассчитываем полные потери напора в газовом тракте котлоагрегата, Па:

$$\Delta h_{\varepsilon} = \Delta h_{m1} + \Delta h_{m2} + \Delta h_{mp1} + \Delta h_{mp2} + \Delta h_{mp.H} + \Delta h_{m.K}, \quad (90)$$

где $\Delta h_{m.K}$ – потери напора в газовом тракте котлоагрегата, Па.

Подставив значения, получаем:

$$\Delta h_{\varepsilon} = 8,022 + 32,794 + 0,818 + 4,985 + 0,156 + 4716 = 4762,776$$

Рассчитываем действительный расход дымовых газов, м³/с, который проходит через дымосос [9]:

$$V_{\delta} = \beta_{np} \cdot B \cdot (V_{\varepsilon2} + \Delta \alpha \cdot V_0) \cdot \frac{t_{\varepsilon2} + 273}{273}, \quad (91)$$

где $\Delta \alpha$ – присосы воздуха в газоходах;

β_{np} – коэффициент запаса дымососа по производительности.

Подставив значения, получаем:

$$V_{\partial} = 1,05 \cdot 0,401 \cdot (18,796 + 0,06 \cdot 10,911) \cdot \frac{200 + 273}{273} = 14,189$$

Расчетное полное давление, Па, развиваемое дымососом, рассчитывается по формуле [9]:

$$H_{p.д} = \beta_n \cdot \Delta h_z, \quad (92)$$

где β_n – коэффициент запаса дымососа по напору.

Подставив значения, получаем:

$$H_{p.д} = 1,1 \cdot 4762,776 = 5239,053$$

При выборе дымососа его расчетное полное давление $H_{p.д}$ зависит от величины температуры на которую рассчитан дымосос [9]:

$$H_{p.д}^{np} = H_{p.д} \cdot \frac{t_{z2} + 273}{200 + 273}, \quad (93)$$

где 200 – температура, для которой составлена характеристика дымососа, °C;

Подставив значения, получаем:

$$H_{p.д}^{np} = 5239,053 \cdot \frac{200 + 273}{200 + 273} = 5239,053$$

Рассчитываем мощность электродвигателя, кВт, для привода дымососа по формуле [9]:

$$N_{эд} = \frac{\beta_m \cdot H_{p.д}^{np} \cdot V_{\partial}}{1000 \cdot \eta_{эд}}, \quad (94)$$

где β_m – коэффициент запаса дымососа;

$\eta_{эд}$ – коэффициент полезного действия электродвигателя.

$$N_{эд} = \frac{1,05 \cdot 5239,053 \cdot 14,189}{1000 \cdot 0,83} = 35,262$$

Далее рассчитывается котлоагрегат ДКВР-20 с коэффициентом избытка воздуха 1,1, т.к. при реконструкции горелочных устройств он изменяется. В таблице приведено сравнение основных показателей работы котлоагрегата до реконструкции и после реконструкции.

Таблица 14 – Сравнение основных показателей до реконструкции котлоагрегата ДКВР-20 и после реконструкции

Наименование величины	Значение	
	До	После
Коэффициент избытка воздуха в топочной камере котла	1,355	1,1
Коэффициент избытка воздуха за первым конвективным пучком	1,405	1,15
Коэффициент избытка воздуха за вторым конвективным пучком	1,535	1,28
Коэффициент избытка воздуха за водяным экономайзером	1,735	1,48
Полный объем дымовых газов за топочной камерой, м ³ /кг	15,692	12,865
Полный объем дымовых газов за первым конвективным пучком, м ³ /кг	15,969	13,143
Полный объем дымовых газов за вторым конвективным пучком, м ³ /кг	16,967	14,14
Полный объем дымовых газов за водяным экономайзером, м ³ /кг	18,796	15,969
Масса дымовых газов за топочной камерой	20,308	16,674
Масса дымовых газов за первым конвективным пучком	20,664	17,031
Масса дымовых газов за вторым конвективным пучком	21,947	18,313
Масса дымовых газов за водяным экономайзером	24,298	20,664
Энтальпия уходящих газов, кДж/кг	5370	4632
Энтальпия холодного воздуха, кДж/кг	288	288
Потеря тепла с механическим недожогом топлива, %	0	0
Потеря тепла с химическим недожогом топлива, %	0,3	0,3
Потеря тепла с уходящими газами, %	12,017	10,377
Потеря тепла в окружающую среду через обмуровку, %	1,5	1,5
Коэффициент полезного действия котельного агрегата брутто, %	86,183	87,823
Полный расход топлива, кг/с (т/ч)	0,401 (1,4436)	0,393 (1,4148)
Потери напора в воздуховоде на трение, Па	25,326	25,272
Потери напора в местных сопротивлениях, Па	26,46	31,643
Полные потери напора в воздушном тракте котла	1846,786	1851,915
Действительный расход воздуха, проходящий через дутьевой вентилятор, м ³ /с	5,941	4,591
Расчетное полное давление, которое должен развивать вентилятор, Па	2031,465	2037,106
Расчетная мощность электродвигателя для привода вентилятора, кВт	16,34	12,66
Потери напора в газоходах на трение, Па	5,803	7,106
Потери напора для цилиндрической дымовой трубы, Па	0,156	0,156
Потери напора в местных сопротивлениях, Па	40,816	48,857
Полные потери напора в газовом тракте котла, Па	4762,776	4772,12
Действительный расход продуктов сгорания, проходящий через дымосос, м ³ /с	14,189	11,885
Расчетное полное давление, которое должен развивать дымосос, Па	5239,053	5249,333
Расчетная мощность электродвигателя для привода дымососа, кВт	35,262	29,618

3 Охрана окружающей среды

В котельной в г. Ужур используется мазут марки М-100 малосернистый. Ниже приведен расчет вредных выбросов вредных веществ в атмосферу.

Данные для расчета:

Расход топлива в год – 19243 т/год;
Продолжительность отопительного сезона – 240 дней (5760 часов);
Производительность котлоагрегатов – 13,88;
Топка камерная.

Таблица 15–Расчетные характеристики топлива

Марка топлива	Класс	Состав рабочей массы топлива, %							Теплота сгорания Q_H^p , кДж/кг
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p	
М-100	малосернистый	0,2	0,03	0,85	86,58	12,04	0,15	0,15	40530

В атмосферу от котельных при сжигании мазутов с дымовыми газами выбрасываются: мазутная зола, оксиды углерода, серы и азота.

Расчет валового выброса мазутной золы в пересчете на ванадий:

$$M_v = 10^{-6} \cdot q_v \cdot B \cdot (1 - \eta_{oc}) \cdot (1 - \eta_y), \quad (95)$$

где q_v – содержание оксидов ванадия в мазуте, г/т;

B – количество израсходованного топлива в год, т;

η_{oc} и η_y – коэффициенты оседания и улавливания оксидов ванадия.

Содержание ванадия в мазуте (г/т) определяется в зависимости от зольности мазута по формуле:

$$q_v = \frac{4000 \cdot A^p}{1,8}, \quad (96)$$

Подставив значения, получаем:

$$q_v = \frac{4000 \cdot 0,03}{1,8} = 66,66$$

$$M_v = 10^{-6} \cdot 66,66 \cdot 19243 \cdot (1 - 0) \cdot (1 - 0) = 1,283$$

Валовый выброс оксида углерода, т/год, определяется по формуле:

$$M_{CO} = C_{CO} \cdot B \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot 10^{-3}, \quad (97)$$

где q_4 – потери теплоты вследствие механической неполноты сгорания, %;
 C_{CO} – выход оксида углерода при сжигании топлива, кг/т,
 рассчитывается по формуле:

$$C_{CO} = q_3 \cdot R \cdot Q_n^P, \quad (98)$$

где R – коэффициент, учитывающий долю потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива, обусловленный наличием в продуктах сгорания оксида углерода.

$$C_{CO} = 0,3 \cdot 0,65 \cdot 40530 = 7,903$$

Подставив значение, получаем:

$$M_{CO} = 7,903 \cdot 19243 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot 10^{-3} = 152,077$$

Расчет выбросов оксидов азота, т/год, определяется по следующей формуле:

$$M_{NO_2} = B \cdot Q_n^P \cdot K_{NO_2} (1 - \beta) \cdot 10^{-3}, \quad (99)$$

где K_{NO_2} – параметр, характеризующий количество оксидов азота, образующихся на один ГДж тепла, кг/ГДж;

β – коэффициент, зависящий от степени снижения выбросов оксидов азота в результате применения технических решений.

Подставив значение, получаем:

$$M_{NO_2} = 19243 \cdot 40,53 \cdot 0,07 \cdot (1 - 0) \cdot 10^{-3} = 54,594$$

Расчет выбросов оксидов серы, т/год, определяется по следующей формуле:

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot B \cdot S^P \cdot (1 - \eta'_{SO_2}) \cdot (1 - \eta''_{SO_2}), \quad (100)$$

где η'_{SO_2} – доля оксидов серы, связываемых летучей золой топлива;

η''_{SO_2} – доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе.

Подставив значение, получаем:

$$M_{SO_2} = 0,02 \cdot 19243 \cdot 0,85 \cdot (1 - 0,02) \cdot (1 - 0) = 320,588$$

3.1 Расчет дымовой трубы

Суммарные выбросы вредных веществ через дымовую трубу, г/с:

$$M = M_{SO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} \cdot M_{NO_2}, \quad (101)$$

$$M = 10,166 + \frac{0,5}{0,085} \cdot 1,73 = 20,342$$

Расход дымовых газов через трубу, м³/с, определяется из условия использования одной дымовой трубы на котел:

$$V_{трб} = B \cdot (V_z^{yx} + \Delta\alpha \cdot V_B^0) \cdot \frac{v_{yx} + 273}{273}, \quad (102)$$

где $\Delta\alpha = 0,03$ – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом.

$$V_{трб} = 0,928 \cdot (16,885 + 0,03 \cdot 10,911) \cdot \frac{200 + 273}{273} = 27,675$$

Минимально допустимая высота дымовой трубы, м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{C_{нд}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{n}{V_{трб} \cdot \Delta T}}, \quad (103)$$

где $A = 200$ – коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния (конвективной диффузии) примеси в воздухе для Центральной Сибири;

$F = 2$ – безразмерный коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений;

$m = 1$ – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скорости выхода газов из устья трубы;

$C_{нд} = 0,5$ – ПДК сернистого ангидрида максимально разовая, мг/м³;

$n = 1$ – число труб одинаковой высоты;

$V_{трб} = 27,675$ – суммарный объем дымовых газов, выбрасываемых из трубы, м³/с;

$\Delta T = 130$ – разность температур выходящих из трубы дымовых газов и окружающего воздуха, °С.

$$H = \sqrt{\frac{200 \cdot 20,342 \cdot 2 \cdot 1}{0,5}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{27,675 \cdot 130}} = 32,589$$

Диаметр устья дымовой трубы, м:

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{V_{mpб} \cdot 3600}{\omega_0}}, \quad (104)$$

где ω_0 – скорость газов в устье трубы, м/с.

$$d_0 = 0,0188 \cdot \sqrt{\frac{27,675 \cdot 3600}{2,196}} = 4,076$$

Высота подъема факела дымовых газов, м:

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{V \cdot \varphi}, \quad (105)$$

где $V = 4$ – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли;

$\varphi = 1,54$ – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы.

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{4,076 \cdot 2,196}{4 \cdot 1,54} = 2,766$$

Эффективная высота выброса дымовых газов, м:

$$H_{эф} = H + \Delta H, \quad (106)$$

$$H_{эф} = 32,589 + 2,766 = 35,355$$

Изменение расхода топлива влечет за собой изменение массовых выбросов вредных веществ. Далее в таблице будет приведено сравнение выбросов вредных веществ до реконструкции и после реконструкции.

Таблица 16– Сравнение выбросов вредных веществ до и после реконструкции

Наименование величины	Значение	
	До	После
Валовый выброс мазутной золы в пересчете на ванадий, г/т	1,306	1,283
Валовый выброс оксида углерода, т/год	154,843	152,077
Выбросы оксидов азота, т/год	55,587	54,594
Выбросы оксидов серы, т/год	326,419	320,588

Окончание таблицы 16

Суммарные выбросы вредных веществ через дымовую трубу, г/с	20,703	20,342
Расход дымовых газов через трубу, м ³ /с	28,182	27,675
Минимально допустимая высота дымовой трубы, м	32,777	32,589
Эффективная высота выброса дымовых газов, м	35,543	35,355

4 Экономическая часть

Исходные данные для расчета срока окупаемости реконструкции горелочных устройств на котлоагрегатах ДКВР-20 и КВГМ-30 в котельной ЗАТО "Солнечный", представлены в таблице 17.

Таблица 17–Исходные данные

	КВГМ-30(до)	КВГМ-30(после)	ДКВР-20(до)	ДКВР-20(после)
Расход топлива, кг/с	0,544	0,535	0,401	0,393
Расход топлива, т/ч	1,9584	1,926	1,4436	1,4148
Расход топлива, т/сут	47	46,224	34,65	33,95
Расход топлива, т/8мес	11280	11093,76	8315,14	8149,25
Стоимость топлива, руб	15000	15000	15000	15000
Мощность до реконструкции (ДВ+Д), кВт	100,868	84,774	51,602	42,278
Стоимость эл. энергии, руб	4	4	4	4
Время работы в год, ч	5760	5760	5760	5760
Затраты на оборудование, руб		507400		708000
Затраты на монтаж, руб		800000		800000

Т.к. при реконструкции горелочных устройств происходит снижение расхода топлива, то рассчитаем экономию топлива, т/год:

$$\Delta B = B_{до} - B_{после}, \quad (107)$$

Экономия затрат на топливо после реконструкции за один календарный год, руб., рассчитывается по формуле:

$$И_{топл} = \Delta B \cdot Ц_t, \quad (108)$$

Так же при реконструкции горелочных устройств происходит снижение затрат электроэнергии на собственные нужды, а именно снижение потребления электроэнергии дутьевыми вентиляторами и дымососами.

Экономия электроэнергии после реконструкции за один календарный год, руб., рассчитывается по формуле:

$$\Delta \mathcal{E} = \mathcal{E}_{до} - \mathcal{E}_{после}, \quad (109)$$

Экономия затрат электроэнергии, руб., рассчитывается по формуле:

$$И_{э/эн} = \Delta \mathcal{E} \cdot Ц_{э/эн}, \quad (110)$$

Результаты расчетов занесем в таблицу 17.

Таблица 18–Расчет экономии ресурсов

	КВГМ-30(до)	КВГМ-30(после)	ДКВР-20(до)	ДКВР-20(после)
Стоимость топлива за 8 месяцев, руб	169200000	166406400	124727100	122238750
Стоимость электроэнергетики, руб	2323998,72	1953192,96	1188910,08	974085,12
Разность стоимости топлива до и после, руб		2793600		2488350
Разность стоимости электроэнергии до и после, руб		370805,76		214824,96

Затраты на амортизацию, рассчитываются по формуле:

$$I_{ам} = K \cdot H_{ам}, (8.5)$$

где $H_{ам}$ – норма амортизации.

Чистая прибыль, млн. руб.:

$$ЧП_t = D_{осн} - H_{пр}, (111)$$

Чистый денежный поток, млн. руб.:

$$ЧДП_t = ЧП_t + U_a, (112)$$

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$ЧДПНИ_t = ЧДПНИ_{t-1} + ЧДП_t, (113)$$

В нулевой год принимается равным капитальным затратам со знаком минус.

Дисконтированный денежный поток, млн. руб.:

$$ДДП_t = \frac{ЧДП_t}{(1+r)^t}, (114)$$

где r – норма дисконта.

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$ДДПНИ_t = ДДПНИ_{t-1} + ДДП_t, (115)$$

Занесем результаты расчетов в таблицу 18.

Таблица 19–Расчёт показателей эффективности инвестиций

	0	1	2	3	4
Инвестиционная деятельность	-2815400				

Окончание таблицы 18

Амортизационные отчисления		844620	844620	844620	844620
Чистая прибыль		5867580,72	5867580,72	5867580,72	5867581
Денежный поток(осн. Деят)		6712200,72	6712200,72	6712200,72	6712201
ЧДП	-2815400	6712200,72	6712200,72	6712200,72	6712201
ЧДПНИ	-2815400	3896800,72	10609001,44	17321202,16	24033403
ДДП	-2815400	6102000,655	5547273,322	5042975,748	4584523
ДДПНИ	-2815400	3286600,655	8833873,977	13876849,72	18461373

Простой срок окупаемости:

$$PP = 0 \text{ лет} + \frac{2815400}{6102000,655} = 4,6 \text{ мес} , \quad (116)$$

В соответствии с таблицей 18 реконструкция горелочных устройств окупается за 4,4 месяца, так как дисконтированный денежный поток нарастающим итогом в этом году становится положительным, и все затраты по проекту окупаются доходами. Данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках выпускной квалификационной работы была выполнена реконструкция котельных агрегатов в котельной, ЗАТО "Солнечный" в г.Ужур, с котлоагрегатами типа ДКВР-20-13(№6) и КВГМ-30(№7). В качестве основного вида топлива используется мазут марки М-100.

Данная работа включает в себя следующие разделы:

1. Анализ рынка современных горелочных устройств, в результате чего были подобраны горелочные устройства
2. Тепловой расчет двух котлов, в результате которого были рассчитаны основные параметры котлоагрегатов до реконструкции и после реконструкции
3. Аэродинамический расчет двух котлов, в результате которого были просчитаны мощность электродвигателей для привода дутьевого вентилятора и дымососа
4. Экономический расчет, в результате которого была просчитана разность затрат на покупку топлива и электроэнергии котельной, до реконструкции и после реконструкции. Так же произведен расчет срока окупаемости проекта, который составил 4,6 месяца.

По окончании расчетов был получен эффект снижения вредных выбросов в атмосферу, повышению эффективности котлоагрегатов и снижения расхода топлива.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод)/ Под ред. Н.В. Кузнецов и др. – М. : Энергия, 1973.
2. Ривкин, С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М. : Энергоатомиздат, 1984.
3. Куликов, С.М. Бойко, Е.А. Расчет содержания вредных веществ в дымовых газах при проектировании котлов и энергетических установок: Методические указания по дипломному проектированию для студентов специальности 1005 – “Тепловые электрические станции” и 1007– “Промтеплоэнергетика” . – Красноярск, КГТУ, 1995.
4. Бондалетова, Л.И. Расчет выбросов загрязняющих веществ при сжигании топлива в котлоагрегатах котельных: Методическое пособие по выполнению практических занятий по курсу "Промышленная экология" для студентов специальности 320700 "Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов" / Сост. Л.И. Бондалетова, В.Т. Новиков, Н.А. Алексеев. – Томск : Изд. ТПУ, 2000. – 39 с.
5. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы. Тепловой расчет парового котла / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. – 96 с.
6. Бойко, Е.А. Котельные установки и парогенераторы. Аэродинамический расчет котельных установок/ Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
7. Хуторной, А.Н. Аэродинамический расчет газозадушного тракта котла: методические указания / Сост. А.Н. Хуторной, С.В. Хон. – Томск : Изд-во Том. гос. архит. - строит. ун-та, 2010. – 40 с.
8. Шумилин, Е.В. Тепловой расчет котла: практикум / Е.В. Шумилин, С.А. Псаров. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2013. – 78 с.
9. Астраханцев, И.А. Экономика и управление энергетическими предприятиями. Оценка экономической эффективности инвестиций в энергетические объекты в условиях риска и неопределенности: учебно-методическое пособие [Электронный ресурс] / сост. : И. А. Астраханцев, В.А. Финоченко, М. В. Зубова. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2017.
10. Хуторной, А.Н. Теплогенераторы и их расчет: учебное пособие / А.Н. Хуторной. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.- строит. ун-та, 2013. – 92 с.
11. Бийский котельный завод [Электронный ресурс] : Описание котлоагрегатов КВГМ-30 и ДКВР-20. Режим доступа: <http://www.bikz.ru/>.
12. Расчет парового котла БКЗ-420-140. Курсовая работа (т). [Электронный ресурс] : Расчет парового котла. Режим доступа: https://www.bibliofond.ru/download_list.aspx?id=658047

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт

Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой



подпись

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

« 18 »

06

2018г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект модернизации котельной ЗАТО «Солнечный» г. Ужур

тема

Руководитель

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень


подпись, дата

С.Р. Янов

инициалы, фамилия

Выпускник


подпись, дата

А.А. Филиппюк

инициалы, фамилия

Тех. контроль

профессор, д.т.н.

должность, ученая степень


подпись, дата

С.А. Михайленко

инициалы, фамилия

Нормоконтроль

доцент, к.т.н.

должность, ученая степень


подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2018

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
институт

Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

Подпись

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

« 18 » 06 2018г.

ЗАДАНИЕ

НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

по форме бакалаврской работы

Студенту _____ Филиппюк Алексею Александровичу
 фамилия, имя, отчество

Группы	<u>ФЭ14-01Б</u>	Направление (специальность)	<u>13.03.01</u>
	номер группы		код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы «Проект модернизации котельной ЗАТО «Солнечный» г. Ужур»

Утверждена приказом по университету № 3943/с от 19 марта 2018 г
Руководитель ВКР Янов С.Р., доцент, канд.техн. наук,кафедра ТЭС ПИ СФУ
инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР Проектная документация котлов КВГМ-30 и ДКВР-20; Объект – отопительная котельная; район размещения – ЗАТО «Солнечный» г. Ужур; топливо – мазут малосернистый марки М-100;

Перечень разделов ВКР Анализ рынка горелочных устройств, тепловой расчет котла КВГМ-30, аэродинамический расчет котла КВГМ-30, тепловой расчет котла ДКВР-20, аэродинамический расчет котла ДКВР-20, экономический расчет, вопросы окружающей среды.

Перечень графического материала

Лист 1.Продольный разрез котла КВГМ-30

Лист 2.Продольный разрез котла ДКВР-20

Лист 3. Горелки (реконструируемые) на котел КВГМ-30

Лист 4. Горелки (реконструируемые) на котел ДКВР-20

Лист 5. Экономическая часть

Руководитель ВКР

ПОДПИСЬ

С.Р. Янов
инициалы и фамилия

Задания принял к
исполнению

ПОДПИСЬ

А.А. Филиппюк
инициалы и фамилия

« 28 » мая 2018 г.